



TÍTULO DEL TRABAJO DE GRADO

**DISEÑO DE UNA TRANSMISIÓN DE POTENCIA POR ENGRANES, A TRAVÉS
DE LA METODOLOGÍA DE GOODMAN PARA LA IDENTIFICACIÓN DE
SECCIÓN CRÍTICAS EN LOS COMPONENTES MECÁNICOS.**

AUTORES

**RUBÉN DARIO ALFARO AGUILERA
JOSÉ JAVIER DUQUE LOZANO
JUAN JOSÉ VALDERRAMA VADILLO**

**UNIDADES TECNOLÓGICAS DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS NATURALES E INGENIERÍA
PROGRAMA INGENIERIA ELECTROMECHANICA
BARRANCABERMEJA
FECHA DE PRESENTACIÓN: (22-03-2018)**



TÍTULO DEL TRABAJO DE GRADO

**DISEÑO DE UNA TRANSMISIÓN DE POTENCIA POR ENGRANES, A TRAVÉS
DE LA METODOLOGÍA DE GOODMAN PARA LA IDENTIFICACIÓN DE
SECCIÓN CRÍTICAS EN LOS COMPONENTES MECÁNICOS.**

AUTORES

RUBÉN DARIO ALFARO AGUILERA

JOSÉ JAVIER DUQUE LOZANO

JUAN JOSÉ VALDERRAMA VADILLO

**Trabajo de Grado para optar al título de
INGENIERO ELECTROMECHANICO**

DIRECTOR

ELKIN HUMBERTO VILLALOBOS GOMEZ

Proyecto de investigación- DIONOIA

**UNIDADES TECNOLÓGICAS DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS NATURALES E INGENIERÍA
PROGRAMA INGENIERIA ELECTROMECHANICA
BARRANCABERMEJA**

FECHA DE PRESENTACIÓN: (22-03-2018)

Nota de Aceptación

Trabajo de grado titulado: Diseño de una transmisión de potencia por engranes, a través de la metodología de Goodman para la identificación de sección críticas en los componentes mecánicos.

Presentado por: RUBÉN DARÍO ALFARO AGUILERA, JOSÉ JAVIER DUQUE LOZANO, JUAN JOSÉ VALDERRAMA VADILLO. Para optar el título de INGENIERO ELECTROMECAÁNICO



Firma del jurado

Firma del Jurado

DEDICATORIA

Primeramente, quiero dar mis agradecimientos a Dios por ser el autor principal en el logro de este proyecto, por su inmensa misericordia día a día de poder amanecer y darme la sabiduría necesaria para afrontar cada reto adquirido en el camino. A mis familiares por su apoyo incondicional y darme la motivación a diario de seguir adelante sin importar los obstáculos que se atraviesen, hoy quiero compartir este triunfo con ustedes y decirles que nunca existirá algo de tan gran magnitud que permita pagarles todo lo que han hecho por mí.

RUBÉN DARIO ALFARO AGUILERA

Es para mí de gran importancia dedicar el cumplimiento de este proyecto de grado a Dios por sus grandes bendiciones, por brindarme el conocimiento suficiente para culminar este ciclo profesional. A mis familiares, conocidos y compañeros de estudio por su paciencia y consejos que fueron de gran ayuda en los momentos más difíciles, por la motivación y el amor que a mi vida han dado y sin duda alguna lo seguirán haciendo.

JOSÉ JAVIER DUQUE LOZANO

Toda gloria y honra de este triunfo sean para Dios quien me ilumino para concluir esta de mi vida profesional con la realización de este proyecto, quien cada día me regalaba un soplo de vida que permitía emprender cada reto que se cruzaba en el transcurso de ella, gracias a mis amados padres por su confianza a la hora de apoyarme económicamente y emocionalmente, hoy me siento orgulloso de este logro que he alcanzado pero a un más de la familia que Dios me regalo gracias a esto descubrí lo valiosa que es y es por esto que hoy dedico este triunfo a ellos en honor a su amor incondicional.

JUAN JOSÉ VALDERRAMA VADILLO

AGRADECIMIENTOS

Queremos expresar nuestro agradecimiento en primer lugar a Dios, por sus bendiciones y darnos la oportunidad de avanzar en el desarrollo de cada meta propuesta en esta investigación, por el conocimiento, la sabiduría necesaria para continuar aun en momentos difíciles, por darnos las fuerzas suficientes para superarnos día a día. A cada miembro de nuestra familia, queremos agradecer por cada aporte que han hecho, los cuales han sido muy importantes en nuestras vidas para ser mejores personas, por brindarnos el apoyo de seguir adelante y cumplir este gran logro que hoy en día esta tan cerca de ser alcanzado.

Agradecemos a la ingeniera Leidys Marleyn Rodríguez Castro por su dedicación y apoyo en el transcurso de la ejecución de este proyecto, por su orientación, consejos y conocimientos que fueron de base fundamental para la culminación de nuestro ciclo profesional. Finalmente agradecemos a las Unidades Tecnológicas De Santander sede Barrancabermeja y a todos sus respetados docentes por su dedicación, les expresamos nuestra admiración por ser esa fuente de conocimiento que nos abrió las puertas para entrar en el ámbito profesional.

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
RESUMEN EJECUTIVO	15
INTRODUCCIÓN.....	16
1. DESCRIPCIÓN DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN	18
1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	18
1.2. JUSTIFICACIÓN.....	19
1.3. OBJETIVOS.....	20
1.3.1. Objetivo general.....	20
1.3.2. Objetivos específicos.....	20
1.4. ESTADO DEL ARTE / ANTECEDENTES	21
2. MARCOS REFERENCIALES	26
2.1. MARCO TEÓRICO	26
2.1.1. Método de Goodman	26
2.1.1.1 Aplicación de la prueba de tensión.....	27
2.1.1.2 Análisis de modos y efecto de fallas (FMECA)	27
2.1.1.3 Módulo de Young o elasticidad	28
2.1.1.4 Diagrama esfuerzo-deformación	28
2.1.1.5 Porcentaje de reducción de área.....	29
2.1.1.6 Rigidez específica.....	29
2.1.1.7 Teorías de fallas	30

2.1.1.8	Teoría del esfuerzo normal.....	30
2.1.1.9	Teoría del esfuerzo cortante máximo	31
2.1.1.10	Teoría de Von mises	31
2.1.1.11	Teoría de Mohr	32
2.1.1.12	Resistencia de fluencia, SY	32
2.1.1.13	Límite de proporcionalidad	33
2.1.1.14	Límite elástico.....	33
2.1.1.15	Módulo de elasticidad en tensión	33
2.1.1.16	Carga axial	33
2.1.1.17	Esfuerzo por flexión	34
2.1.1.18	Torsión.....	34
2.2.	MARCO HISTÓRICO	35
2.3.	MARCO CONCEPTUAL.....	37
2.3.1.	Características principales de las transmisiones.....	37
2.3.2.	Tipos de transmisiones.....	37
2.3.3.	Las transmisiones por rozamiento y por engrane.....	38
2.3.4.	Transmisiones con relación de velocidad constante	38
2.3.4.1	Transmisiones dentadas	39
2.3.4.2	Potencia transmitida	39
2.3.4.3	Transmisiones por correa trapezoidal y con cadena.....	39
2.3.4.4	Factor de diseño y factor de seguridad	40
2.3.4.5	Perdidas de potencia y de rendimiento	40
2.3.4.6	Transmisiones por correas planas	40
2.3.4.7	Engranes para transmisiones de potencia y aplicaciones.....	41

2.3.5.	Clasificación de los engranes	41
2.3.5.1	Engranes rectos, helicoidales y espirales	41
2.3.5.2	Engranes helicoidales	41
2.3.5.3	Engranes bihelicoidales.....	42
2.3.6.	Eficiencia	42
2.3.7.	Engranes cónicos	43
2.3.8.	Angulo de presión.....	43
2.3.9.	Modificación de la distancia entre centros.....	43
2.3.10.	Cajas reductoras.....	44
2.3.11.	Cajas con trenes de engranes fijos	44
2.3.12.	Cajas reductoras con trenes de engranaje planetarios	45
2.4.	MARCO LEGAL.....	46
2.4.1.1	Norma técnica-NTE.INEN ISO 254- Transmisión por poleas. Correas...46	
2.4.1.2	Norma ISO-606. Cadenas de Rodillos transmisiones de potencia	47
3.	DESARROLLO DEL TRABAJO DE GRADO	48
3.1.	Analizar la transmisión de potencia por el método Goodman mediante cálculos que determinen su comportamiento dinámico y estático.	48
3.1.1.	Calculo de torques con base en velocidad angular del eje y potencia de entrada o salida	51
3.2.	Diseñar por medio de la herramienta Solidworks un sistema de transmisión de potencia que permita identificar las dimensiones reales de sus componentes.63	
3.3.	Determinar los puntos críticos al aplicar una carga, utilizando los criterios aprendidos en la asignatura diseño de elementos de máquinas.	71
4.	RESULTADOS	76
5.	CONCLUSIONES	78

6.	RECOMENDACIONES.....	79
7.	BIBLIOGRAFÍA.....	80
8.	ANEXOS.....	82

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Grafica esfuerzo y deformación.	29
Figura 2. Grafica teoría del esfuerzo normal máximo.	31
Figura 3. Caja de engranes de tres etapas y ejes perpendiculares.	45
Figura 4. Transmisión de potencia	49
Figura 5. Diagrama de torque	51
Figura 6. Cálculo de fuerzas nominales y tangenciales DCL	52
Figura 7. Plano XY	54
Figura 8. Diagrama de fuerzas y momentos	56
Figura 9. Plano XZ	57
Figura 10. Diagrama de fuerzas y momentos modificado	58
Figura 11. Resistencia a la fatiga Se en función de la resistencia a la tracción (115 ksi), para acero forjado con varias condiciones de superficie	59
Figura 12. Grafica de forma de carga cíclica o periódica	60
Figura 13. Análisis de Sa Vs Sm	62
Figura 14. Explosionado de árbol secundario para transmisión de potencia mediante para engranajes	64
Figura 15. Rodamientos del eje central.....	65
Figura 16. Polea del sistema de transmisión de potencia	66
Figura 17. Cubierta del sistema de transmisión de potencia	67
Figura 18. Estructura base	68
Figura 19. Eje central, engranes y rodamientos	69
Figura 20. Engrane	70
Figura 21. Concentración de esfuerzos del eje central	71
Figura 22. Punto de análisis	76

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Características de Acero AISI 3140	50
Tabla 2. Propiedades del material.....	72
Tabla 3. Discretización del material	73
Tabla 4. Fuerzas de reacción	74
Tabla 5. Momentos de reacción	74
Tabla 6. Esfuerzos del eje central	75

LISTA DE ANEXOS

Anexo 1. Plano ensamble de caja de transmisión de potencias	82
Anexo 2. Plano explosionado de caja de transmisión de potencias	83
Anexo 3. Plano carcasa base de caja de transmisión de potencias	84
Anexo 4. Plano árbol principal de caja de transmisión de potencias	85
Anexo 5. Plano árbol secundario de caja de transmisión de potencias	86
Anexo 6. Plano tercer árbol de caja de transmisión de potencias	87
Anexo 7. Plano carcasa superior de caja de transmisión de potencias	88
Anexo 8. Plano explosionado árbol principal de caja de transmisión de potencias	89
Anexo 9. Plano explosionado árbol secundario de caja de transmisión de potencias	90
Anexo 10. Plano explosionado tercer árbol de caja de transmisión de potencias .	91
Anexo 11. Ensamble de caja de trasmisión	92
Anexo 12. Simulación de deformaciones unitarias	92
Anexo 13. Simulación en Solidworks de desplazamiento	93
Anexo 14. Vista explosionada de piezas.....	93
Anexo 15. Simulación tensiones de Von Mises	94
Anexo 16. Tapa para el aceite de lubricación	94
Anexo 17. Tornillo de sujeción	95
Anexo 18. Esfuerzo máximo del eje central	95
Anexo 19. Propiedades acero.	96
Anexo 20. Paletas de colores del eje central	96

RESUMEN EJECUTIVO

Los puntos críticos de falla que se presentan en un sistema de potencia son complejos para determinar en qué sección pueden sufrir fatiga por esfuerzos, El método de Goodman se encarga de realizar un análisis de falla mediante esfuerzos y cargas aplicadas a los componentes del sistema, puesto que en un sistema de transmisión de potencia lo que se busca es que el motor mejore su eficiencia de trabajo y disminuya el desgaste de las piezas a través de la ayuda de una caja reductora, esperando no disminuir las rpm del motor.

La implementación de un análisis de diseño de transmisión de potencia a través del método de Goodman, comprende una metodología de tipo descriptiva, para el análisis de propuestas expuestas por proyectos para la evaluación de la viabilidad y desarrollo de este, esta metodología contribuye con la previa alimentación de información que facilita en el momento de su aplicación.

Por otra parte, emplear los saberes adquiridos durante el proceso de enseñanza con el fin de afrontar y solucionar inconvenientes industriales, así como conocer el funcionamiento de conjunto elementos de máquinas y diseño de los mismos para suplir necesidades a los sistemas de transmisión. La creación de alternativas de perfeccionamiento y creatividad brinda la oportunidad tanto a las Unidades Tecnológicas de Santander, como a los estudiantes de dar a conocer los conocimientos que se encuentran en esta metodología Goodman para encontrar fallos antes y en la operatividad del equipo.

INTRODUCCIÓN

La implementación de sistemas de transmisión de potencia, se ha caracterizado en las últimas décadas por ser un mecanismo de gran relevancia para el cumplimiento de actividades de aumento o disminución de fuerza y velocidad, tanto así que, el incremento en los niveles de su uso se ha expandido notoriamente en los procesos efectuados actualmente por las empresas industriales.

Con base a lo expuesto anteriormente, la necesidad por parte de las empresas de contratar personal con un perfil de trabajo acorde a los requerimientos exigidos para el control operativo y mantenimiento de los equipos, es uno de los campos más solicitados, por lo que las Unidades Tecnológicas de Santander sede Barrancabermeja se ha enfocado en cumplir los requisitos expuestos, por medio de la implementación de temáticas y parámetros orientados al área industrial expuesta.

Sin embargo, una de las alternativas más viable es la implementación de un sistema de potencia, teniendo en cuenta que, uno de los objetivos enlazados a este mecanismo encargado de transmitir la fuerza de un punto a otro mejorando la eficiencia, a fin de disminuir el desgaste en las piezas por medio de una caja reductora, teniendo en cuenta que las revoluciones por minuto no deben variar.

Es por esto que, la realización del proyecto investigativo representa un factor de gran envergadura, debido a que, brinda una herramienta importante a la institucional en estar fundamentada con la implementación de un diseño de sistema de transmisión de potencia, estructurado con la ejecución de cálculos analíticos, el dimensionamiento de las piezas a través del software Solidworks, en el que se detalla minuciosamente los valores nominales del sistema y demás mecanismos internos que interfieren en el funcionamiento de la máquina. Asimismo, el libro

enfatisa una serie de temáticas que interfieren directamente en el cumplimiento de los objetivos planteados.

De igual forma, el estudiante obtiene un instrumento de análisis que le da acceso a la determinación de que mecanismos interfieren en el sistema, además de evaluar a través de cálculos analíticos qué tipo de características y propiedades mecánicas se tienen en cuenta al momento de seleccionar los equipos como el motor, poleas, engranes, según el tipo de material.

.

1. DESCRIPCIÓN DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En la actualidad las Unidades Tecnológicas de Santander sede Barrancabermeja, no posee un sistema que identifique los parámetros de diseño de transmisión de potencia por medio de un reductor, por lo cual se presenta un importante déficit de conocimiento en los estudiantes, debido a que no cuentan con un método que analice y clasifique las medidas correspondientes en el momento de evaluar. Los estudiantes carecen de la enseñanza práctica de este sistema que no se encuentra fortalecido entre las temáticas de aprendizaje durante la carrera de Ingeniería Electromecánica.

Los estudiantes de Ingeniería, no cuentan con una metodología que les permita identificar y analizar las posibles fallas de un sistema de transmisión de potencia, a causa de la ausencia de un diseño, que les permita observar e identificar los tipos de fallas que se presentan en el funcionamiento de reductores, a través de la transmisión de potencia, pues los métodos convencionales de diseño no brindan los óptimos componentes evaluativos.

En la carrera de Ingeniería Electromecánica, es difícil desarrollar un análisis para las transmisiones de potencia por medio del método de Goodman, puesto que el docente no posee una metodología que facilite el estudio y los criterios necesarios para calcular las características de diseño, por esta razón, se plantea la siguiente interrogante ¿Cómo realizar un diseño de transmisión de potencia por engranes a través de la metodología de Goodman para la identificación de secciones críticas de los componentes mecánicos?

1.2. JUSTIFICACIÓN

Este proyecto se realiza con el fin de diseñar y simular un sistema de transmisión de potencia, para estimular el desarrollo y ampliar los conocimientos de los estudiantes de las Unidades Tecnológicas de Santander sede Barrancabermeja, debido a la falta de un adecuado sistema de diseño que brinde la opción a los estudiantes de observar e identificar las posibles fallas que se pueden presentar, y las diferentes alternativas de solución por medio del diseño que se va a realizar.

Con este sistema se implementan nuevos conceptos que refuerzan las habilidades y conocimientos de cada estudiante de Ingeniería Electromecánica. Permite un análisis profundo que facilita hallar los puntos de falla que se pueden presentar a la hora de estar en el campo de trabajo y la forma de identificarlos.

El simulador permite visualizar puntualmente el proceso que se lleva a cabo en el sistema, las precauciones generales que deben tenerse en cuenta para el correcto funcionamiento, los cálculos estáticos, dinámicos, análisis y funciones de los diferentes elementos del sistema que intervienen en la transmisión de potencia. Este modelo, conlleva a los estudiantes a afianzar conocimientos en la parte teórica, brindando una solución al momento de realizar cálculos a través del método de Goodman aplicados a sistemas de transmisiones de potencia y componentes mecánicos.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. Objetivo general

Diseñar una transmisión de potencia por engranes, a través de la metodología de Goodman para la identificación de sección crítica de los componentes mecánicos.

1.3.2. Objetivos específicos

- Analizar la transmisión de potencia por el método Goodman mediante cálculos que determinen su comportamiento dinámico y estático.
- Diseñar por medio de la herramienta Solidworks un sistema de transmisión de potencia que permita identificar las dimensiones reales de sus componentes.
- Determinar los puntos críticos al aplicar una carga, utilizando los criterios aprendidos en la asignatura diseño de elementos de máquinas.

1.4. ESTADO DEL ARTE / ANTECEDENTES

Francisco Mora (2011), realiza un análisis de diseño de ejes para una transmisión de potencia, donde la transmisión o simplemente ejes, son barras sometidas a cargas de flexión, tensión, compresión o torsión, que actúan individualmente o combinadas. La resistencia estática y la fatiga sean consideraciones importantes de diseño, puesto que un eje puede estar sometido en forma simultánea a la acción de esfuerzos estáticos, completamente invertidos en forma alternante, y repetidos sin cambio de sentido.

Se identifican los elementos y siempre que sea posible las transmisiones de potencia, como engranes o poleas, deben montarse cerca de los cojinetes de soporte. Esto reduce el momento flexionante y, en consecuencia, la deflexión y el esfuerzo por flexión. Esto cuando la deformación lateral o torsional de un eje debe mantenerse dentro de los límites, entonces hay que fijar sus dimensiones considerando la deformación antes de analizar los esfuerzos (Mora, 2011). La razón que determina que si un eje se hace lo bastante rígido para que esas deformaciones no sean considerables, es probable que los esfuerzos no rebasen la seguridad, pero de ninguna manera debe suponer el diseñador que son seguros, casi siempre es necesario calcularlos para comprobar que están dentro de límites aceptables.

Este trabajo deja en claro varias situaciones, como, por ejemplo, no siempre el diseño es el que falla. La fabricación del material, los ensayos a los que fue sometido, las pruebas en general, son una parte medular para que no existan fallas. No es correcto, ni ético, fabricar ejes sin saber la procedencia del material, o sin estar seguros de la confiabilidad del mismo, todo esto se determinó por las condiciones que se presentaron en el material (Mora, 2011, pág. 115).

Luis Arango (2009), plantea el diseño conceptual de una transmisión desde la fuente de potencia hasta la rueda motriz de un sistema de transporte de carga por cable autopropulsado, donde se aplicará una metodología de diseño hasta llegar al concepto de la alternativa solución, el estudio comprende todo el conjunto propulsor que incluye el sistema de arranque y parada, la inversión de marcha, la regulación de la velocidad, el sistema de bloqueo y la transmisión con su respectivo acople a la rueda propulsora.

Este trabajo tiene como objetivo realizar una metodología de diseño conceptual hasta el pre dimensionamiento para plantear una solución mecánica del sistema que comprende todo el conjunto propulsor que incluye el sistema de arranque y parada, la inversión de marcha, la regulación de la velocidad (Arango, 2009). El sistema de bloqueo y la transmisión con su respectivo acople a la rueda propulsora, para un sistema de transporte por cable autopropulsado.

Luis Arango (2009), determinó que para el reductor al desarrollar se encontraron los resultados mostrados en los ensayos en los cuales se observa la viabilidad que tiene la alternativa en cuanto al peso y por lo tanto se toma en cuenta que el peso abarca una salida de torque más extensa referente al reductor.

Humberto Balderas (2004), señala en su tesis el diseño de un reductor para 20ph y tiene como objetivo el estudio de una caja reductora de velocidad con una capacidad 20hp, como fuerza o potencia de transmisión para el movimiento de una carga, al igual que en el análisis cinemático para determinar su comportamiento dinámico con cuerpo rígido. Al iniciar este trabajo de investigación que trata de diseñar y analizar el comportamientos dinámico o estático de los engranes y la obtención de una metodología apegada a las recomendaciones del AGMA, para el

desarrollo del análisis de los engranes obteniendo los resultados de variables y parámetros de diseño

Este estudio se considera que el reductor de engrane está basado en dientes rectos y comparara su comportamiento con un reductor de dientes helicoidales, para esto se realizara el análisis correspondiente para cada uno de los reductores, en el cual se calculara la geometría de cada sistema de engranes, para luego establecer el cálculo por resistencia a la fatiga en los dientes, basado en el límite de durancia a la flexión y compresión (Balderas , 2004). Y una vez haya obtenido los resultados de cada una de las variables y parámetros de cada reductor, se podrá realizar una conclusión basada en la eficiencia y funcionamiento mecánico para establecer los criterios de selección del reductor.

Víctor Cruz (2009), diseño de una transmisión de potencia entre bomba y motor para bombeo para bombeo. El presente trabajo de tesis tiene como objetivo principal el diseño y selección de los elementos que toman parte en una transmisión de potencia por correas. Teniendo como caso en particular una transmisión de potencia entre un motor y una bomba de lodos para perforación de pozos petroleros.

Se realiza una comparación entre los diferentes tipos de transmisión de potencia que podrían utilizarse para este caso. Se escogió la más adecuada que cumplía con todos los requisitos (Cruz, 2009). Este trabajo de tesis es un guía para el diseño de una transmisión de potencia por correas y poleas. A lo largo de esta se diseña, calcula y selecciona los diferentes elementos que intervienen en el funcionamiento de la transmisión. También se realiza una simulación por SolidWorks y CosmosWorks para justificar el diseño y selección que se ha realizado.

Víctor Cruz (2009) concluye que los elementos que se han estudiado están garantizados para funcionar en las condiciones señaladas con estos sistemas que

tienen sus características de funcionamiento. Son elementos rotativos fundamentalmente que para tenerlos en operación constante deben someterse a un mantenimiento adecuado.

El proyecto consiste en el diseño conceptual de una transmisión electromecánica continuamente variable y en el diseño de detalle de los componentes mecánicos de la transmisión. Recoge además un estudio de los antecedentes de la idea, un análisis del mercado potencial del producto, un estudio de costes y un estudio de viabilidad. La transmisión está pensada para ser instalada en vehículos de la construcción. Este documento investigación tiene una lista con las especificaciones presentadas por una empresa de este sector para algunas de sus máquinas. A partir de dichas especificaciones se desarrolla una propuesta de gama de transmisiones y el diseño conceptual de la transmisión.

Roberto Rodríguez (1993) realiza un diseño conceptual que será necesario determinar cuáles son los requerimientos a cumplir por estas carretillas, de manera que se tenga una primera idea de cuál es el rango de velocidades a cubrir, cuanta potencia transmitirá el mecanismo. A partir de estos datos se establecerá cuál es el número de etapas de que constará el mecanismo, y se decidirán cual será la relación de transmisión correspondiente a cada etapa.

Este proyecto comprende el proceso de diseño de una transmisión de potencia electromecánica continuamente variable, abarcando el diseño conceptual de la transmisión, incluyendo un estudio de alternativas y el diseño de detalle de los componentes mecánicos de la solución escogida (Rodríguez, 1993). El desarrollo de este proyecto se extrae como conclusión que una transmisión electromecánica continuamente variable se presenta como la evolución natural de las transmisiones continuamente variables utilizadas actualmente.

Jonier Gómez (2004) realiza un estudio del diseño de transmisiones de elementos flexibles se realizó por medio de la recopilación de información acerca de la selección del elemento flexible adecuado a las condiciones de potencia y velocidad de la máquina. En este trabajo se analiza la variación de la eficiencia de la transmisión para sistemas alineados y con desalineamiento angular y paralelo en función de la tensión inicial, el ángulo de abrace, la temperatura y adicionalmente en cadenas se considera la presencia de lubricante; además se incluye un manual de práctica de las experiencias y algunas recomendaciones generales de mantenimiento del equipo.

El resultado es un banco de pruebas que sirve como un equipo para el análisis de transmisiones de elementos flexibles (correas planas, correas en V y cadenas de rodillos) diseñadas bajo múltiples condiciones, y en el cual pueden ensayarse otros tipos de elementos flexibles (Gomez, 2004). Las características funcionales y facilidad de manejo lo convierten en una herramienta muy útil para los estudiantes y docentes interesados en enriquecer sus conocimientos en la experimentación de los valores óptimos de las variables que garantizan que éstas posean una mayor vida útil y la mayor eficiencia; con el fin de obtener un menor consumo de energía, un ahorro de dinero y tiempo invertido en labores de mantenimiento en las máquinas que cuentan con este tipo de transmisiones.

2. MARCOS REFERENCIALES

2.1. MARCO TEÓRICO

2.1.1. Método de Goodman

Richard Budynas (2008), plantea que la variación de la resistencia alternante con la tensión media se describe mediante una recta que pasa por los puntos. Es decir, el valor de la componente alternante para fallo, y para la tensión alternante nula (carga estática), la resistencia media o valor de la tensión media para fallo. De esta manera la rotura a ciclos se produce cuando:

Se muestra el esfuerzo medio graficado a lo largo de la abscisa y todas las demás componentes del esfuerzo en la ordenada, con la tensión en la dirección positiva. El límite de resistencia a la fatiga, la resistencia a la fatiga o la resistencia de vida finita, según el caso, se grafica en la ordenada arriba o abajo del origen (Budynas, 2008). La recta de esfuerzo medio es una recta a 45° desde el origen hasta la resistencia a la tensión de la parte. El diagrama de Goodman modificado consiste en rectas que se trazan hasta (S_e o S_f) arriba y abajo del origen. Observe que la resistencia a la fluencia también se grafica en ambos ejes, porque la fluencia sería el criterio de falla si ($\sigma_{m\acute{a}x}$) sobrepasara a S_y .

Ley fundamental del engranaje

Los dientes de engrane de cualquier forma evitan el resbalamiento entre los elementos rodantes en contacto. La ley fundamental del engranaje, que expresa que la relación de velocidad angular entre los elementos de una transmisión de engranes, debe permanecer constante en toda la conexión (Balderas , 2004). La

relación de velocidad angular m_v es igual a la razón del radio de paso del engranaje de entrada, dividido entre el correspondiente del engrane de salida.

$$m_v = \frac{W_{salida}}{W_{entrada}} = \mp \frac{r_{entrada}}{r_{salida}}$$

2.1.1.1 Aplicación de la prueba de tensión

Cuando un material se somete a una carga o fuerza externa, sufrirá inicialmente una deformación de tipo elástica; si la carga sigue aumentando, la deformación pasará a ser de tipo plástica (Castillo, 2011). Básicamente, se puede diferenciar la deformación elástica de la plástica, por el hecho de que la primera desaparece cuando deja de actuar la carga que la produjo, recuperando el metal sus dimensiones originales. Por otra parte, la deformación plástica es una deformación permanente, es decir, aun cuando se retire la carga que la produjo, el metal no recuperará sus dimensiones originales.

2.1.1.2 Análisis de modos y efecto de fallas (FMECA)

Se realiza un análisis detallado de las posibles causas, los operarios en confiabilidad determinan un método llamado análisis de modos y efectos de las fallas, para rastrear el efecto de las fallas de cada componente de un equipo en inspección. El análisis está orientado al equipo y no al riesgo (Asfahl, 2000). Es importante para la persona encargada verificar no solo la falla si no de igual forma la causa del problema en el equipo. Se centraliza en la detección de puntos críticos de una máquina y equipos mecánicos o automáticos en los cuales se puede presentar la falla, el modo en que las fallas se presentan y actúan y los efectos que pueden ocasionar.

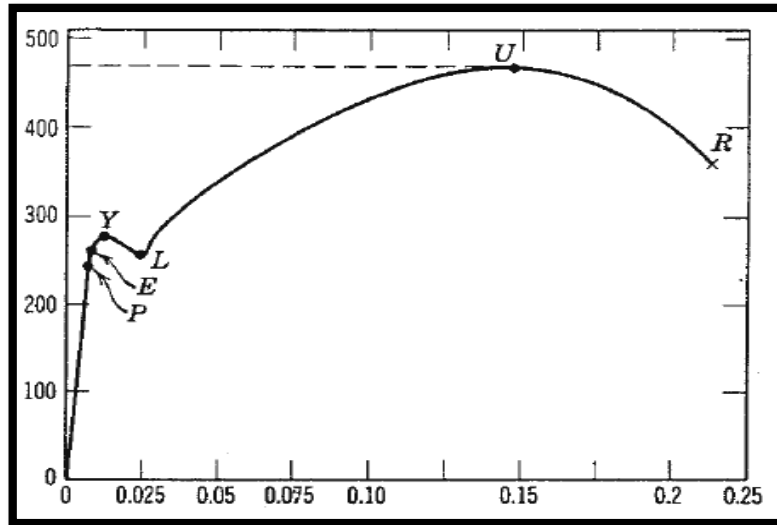
2.1.1.3 Módulo de Young o elasticidad

Felipe castillo (2011) determina que el módulo de elasticidad representa la resistencia del metal contra la deformación “elástica”. Para deformar elásticamente un material con alto módulo elástico se requiere un esfuerzo alto, mientras que un esfuerzo menor será suficiente para deformar elásticamente un material con módulo elástico bajo. No es posible modificar en forma apreciable el módulo de elasticidad de un material dado, ya que E sólo varía sensiblemente en presencia de texturas (orientación preferencial de granos) o modificando apreciablemente la composición. Por ésta razón en el caso de los aceros, por ejemplo, el módulo de Young será el mismo así se trate de un acero aleado o un acero al carbono.

2.1.1.4 Diagrama esfuerzo-deformación

Está representado en una gráfica, una curva típica esfuerzo-deformación (σ - ϵ) de ingeniería para un acero de bajo carbono (1020). Se observa la región elástica en la cual se cumple la Ley de Hooke denotada por la ecuación la deformación es proporcional al esfuerzo, hasta un valor de llamado “límite elástico”, a partir del cual empieza una deformación no recuperable, es decir, se entra a la región de deformación plástica, en la que ya no existe una relación directa entre esfuerzo y deformación. El diagrama de esfuerzo y deformación para un acero (Castillo, 2011). En la (gráfica 1), (P) es llamada límite de proporcionalidad, (E) limite elástico, y punto de fluencia superior, (L) punto de fluencia inferior, (U) resistencia máxima y (R) resistencia a la fractura.

Figura 1. Grafica esfuerzo y deformación.



Fuente: CASTILLO, Felipe. Diseño de elementos de máquinas. Ingeniería mecánica. México. Facultad de estudios superiores de ingeniería, 2011. p. 22.

2.1.1.5 Porcentaje de reducción de área

Cuando un material dúctil se esfuerza más allá de su resistencia máxima, su área transversal, decrece apreciablemente hasta que sucede la fractura. “Este decremento del área es conocido como estrangulación y se obtiene comparando la reducción del área en la sección más pequeña de la probeta fracturada con el área de la sección transversal original” (Castillo, 2011, pág. 24).

2.1.1.6 Rigidez específica

La situación es la misma para rigidez que para resistencia, se puede ganar más rigidez incrementando la cantidad de material en un componente, pero el peso también se incrementa (Castillo, 2011). Para poder comparar la utilidad estructural de diversos materiales, se necesita tomar en consideración otra vez el peso, por lo tanto, la idea de introducir a la ingeniería una relación rigidez-peso, llamada también rigidez específica, resulta de gran ayuda.

2.1.1.7 Teorías de fallas

Felipe castillo (2011) señala que se entiende por falla aquella situación en que un elemento mecánico ya no puede cumplir de manera satisfactoria con la función para la cual fue creado, ya sea porque se ha deformado plásticamente, se nos ha desgastado o se nos ha fracturado. Las teorías de falla tratan de describir las condiciones bajo las cuales puede fallar un elemento mecánico. Por lo tanto, la falla de una pieza, implica estados de esfuerzos en un punto que superan la capacidad inherente del material de soportar dichas cargas, así la suposición básica que constituye el marco de referencia para todas las teorías de falla es esto se producirá cuando el esfuerzo principal máximo o el esfuerzo cortante máximo, alcance o supere el valor del mismo parámetro obtenido en una prueba de tensión simple.

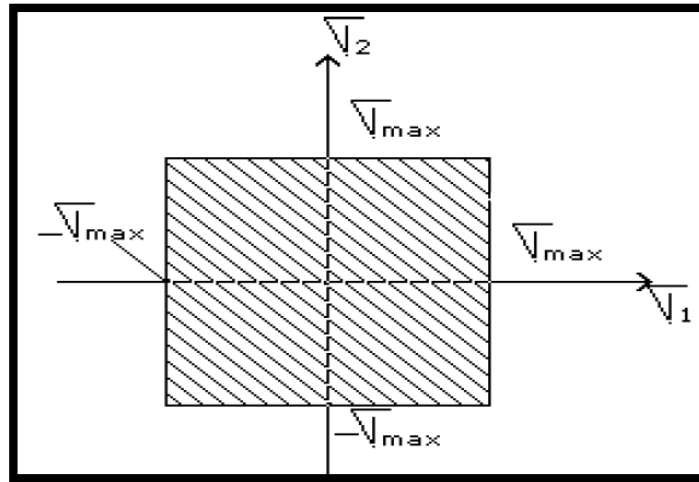
2.1.1.8 Teoría del esfuerzo normal

Esta teoría establece lo siguiente: la falla de un elemento sometido a un estado multiaxial de esfuerzos se producirá cuando cualquiera de los esfuerzos principales alcance a superar la resistencia máxima del material (Castillo, 2011). Por lo tanto, un elemento será seguro siempre y cuando se cumplan las condiciones siguientes:

$$|\sigma_1| \leq \frac{\sigma_{max}}{F.S} \text{ y } |\sigma_2| \leq \frac{\sigma_{max}}{F.S}$$

Esta teoría tiene como principal inconveniente que se asume que la resistencia máxima del material a tensión es la misma que a compresión y en los materiales frágiles casi nunca se cumple con tal situación.

Figura 2. Grafica teoría del esfuerzo normal máximo.



Fuente: CASTILLO, Felipe. Diseño de elementos de máquinas. Ingeniería mecánica. México. Facultad de estudios superiores de ingeniería, 2011. p. 36.

2.1.1.9 Teoría del esfuerzo cortante máximo

“La falla de un elemento sometido a un estado multiaxial de esfuerzos se producirá cuando el esfuerzo cortante producido en la pieza alcance o supere al esfuerzo de corte que se produce en el punto de fluencia de una probeta sometida a una prueba de tensión simple” (Castillo, 2011, pág. 36).

2.1.1.10 Teoría de Von mises

Esta teoría surgió al observar el comportamiento de los materiales sometidos a cargas hidrostáticas y establece lo siguiente (Castillo, 2011): La falla de un elemento sometido a un estado multiaxial de esfuerzos se producirá cuando la energía de distorsión por unidad de volumen alcance o supere la energía de distorsión por unidad de volumen que se tiene en el punto de fluencia en una prueba de tensión simple. Se puede establecer entonces que la cantidad de energía invertida en deformar un material es el área bajo la curva en el diagrama esfuerzo-deformación

de ingeniería y se puede calcular por medio de la (EC). Siguiendo: $U = U_v - U_d$, donde (U_v); es la energía que absorbe el material en el cambio de volumen y (U_d); es la energía por cambio de forma (distorsión)

2.1.1.11 Teoría de Mohr

Felipe castillo (2011) indica que esta teoría puede utilizarse para predecir el efecto de un estado biaxial de esfuerzos en un material frágil cuando se encuentran disponibles los resultados de varios tipos de ensayos. Supóngase que un material frágil se le somete a una prueba de tensión y a una prueba de compresión y a partir de ellos se obtienen la resistencia máxima a tensión (σ_{Max}) y la resistencia máxima a compresión (σ_{Max}), para dicho material el estado de esfuerzos producido en el punto de esfuerzo máximo.

Para poder analizar el caso cuando (σ_1 y σ_2) tienen signos opuestos, se realiza una prueba de torsión y a partir de dicho ensayo se determina la resistencia máxima al corte del material (τ_{Max}). Dibujando al círculo con centro en el origen del sistema de coordenadas nos representa al estado de esfuerzos correspondiente a la falla en una prueba de torsión.

2.1.1.12 Resistencia de fluencia, SY

La parte de diagrama esfuerzo deformación unitaria donde hay un gran incremento de las deformaciones con poco o ningún aumento del esfuerzo se llama resistencia de fluencia o resistencia de cedencia (s_y) (Mott, 2006). Esta propiedad indica que, en realidad el material ha cedido o se alargado en gran medida y en forma plástica y permanente. Si el punto de fluencia es muy notable, a la propiedad se le llama punto de fluencia (o punto de cedencia) y no resistencia a la fluencia. Es típico de un acero al carbono simple, laminado en caliente.

2.1.1.13 Límite de proporcionalidad

El punto de la curva de esfuerzos deformación unitaria donde se de una línea recta se llama límite de proporcionalidad. Esto es por debajo de este valor de esfuerzo, u otros mayores, el esfuerzo ya no es proporcional a la deformación unitaria. Por debajo del límite de proporcionalidad, se le aplica la ley de Hooke: el esfuerzo es proporcional a la deformación unitaria. En el diseño mecánico, es poco común usar los materiales arriba del límite de proporcionalidad (Mott, 2006, pág. 35).

2.1.1.14 Límite elástico

En algún punto, llamado límite elástico, el material tiene cierta cantidad de deformación plástica, por lo que no regresa a su forma original después de liberar la carga. Mott (2006) indica. “Por debajo de este nivel, el material se comporta en forma totalmente elástica. El límite de proporcionalidad y el límite elástico están bastante cerca de la resistencia de la fluencia. Como son difíciles de determinar, rara vez se les cita” (p.36).

2.1.1.15 Módulo de elasticidad en tensión

Mott (2006) explica que para la parte rectilínea de diagrama de esfuerzo deformación unitaria, el esfuerzo es proporcional a la deformación unitaria y el valor de E, el módulo de elasticidad, es el constante de proporcionalidad.

$$E = \frac{\text{esfuerzo}}{\text{deformacion unitaria}}$$

2.1.1.16 Carga axial

Se puede decir que carga axial es aquella que aparece como resultante de un sistema de cargas, misma que transcurre por el eje centroidal de la sección del

elemento cargado, ya sea en tensión o compresión (Hibbeler, 2006); producidos efectos sobre los cuerpos sólidos; el esfuerzo (normal y cortante) y la deformación (lineal); Pues observaremos que cuando una fuerza que actúe paralelamente al eje longitudinal se producen un esfuerzo normal y una deformación; y que cuando la fuerza actúa perpendicular aparece un esfuerzo cortante.

2.1.1.17 Esfuerzo por flexión

En ingeniería se denomina flexión al tipo de deformación que presenta un elemento estructural alargado en una dirección perpendicular a su eje longitudinal. El término "alargado" se aplica cuando una dimensión es dominante frente a las otras. Un caso típico son las vigas, las que están diseñadas para trabajar, principalmente, por flexión. Igualmente, el concepto de flexión se extiende a elementos estructurales superficiales como placas o láminas (Hibbeler, 2006, pág. 136).

2.1.1.18 Torsión

Hibbeler (2006) señala que el par de torsión interno resultante que actúa en la sección transversal, este valor se determina por el método de secciones y la ecuación de momento de equilibrio con respecto al eje longitudinal.

2.2. MARCO HISTÓRICO

Marco Evan (2010) afirma que desde hace mucho tiempo se ha constatado que los materiales rompen más fácilmente bajo la acción de cargas variables que bajo la acción de cargas constantes, es bien conocido el que la aplicación de una fuerza repetidas veces conduce a la rotura del componente con más facilidad que con una única carga estática (a igualdad de valores). Sin embargo, hasta finales del siglo XIX no se comenzó a analizar sistemáticamente este aspecto del comportamiento de los materiales.

William John (1843) ingeniero y físico escocés, mientras trabajó en la primera vía férrea de Edimburgo, una teoría para explicar las roturas por fatiga que se producían en los ejes de los ferrocarriles (Evan, 2010). Fue este mismo, Wöhler, durante las décadas de 1850 y 1860, quién realizó la primera investigación sistemática del fenómeno de fatiga. Wöhler trabajó en la industria del ferrocarril y realizó numerosos ensayos de laboratorio sometiendo probetas a esfuerzos alternativos. Con estos ensayos introdujo el concepto de límite de fatiga y el diagrama S-N (diagrama que relaciona el nivel de tensión alternativa pura con el número de ciclos hasta rotura de una probeta).

Ewings y Humphries (1903) observaron que si se supera el límite de proporcionalidad con carga estática, aparece deslizamiento en algunos planos cristalino del material y por ello deformación. Pero también observaron que surgen líneas de deslizamiento para un valor del esfuerzo máximo muy por debajo del límite de proporcionalidad, y que, al aumentar el esfuerzo, aumenta el número de líneas de deslizamiento y su tamaño hasta producirse la rotura de algunos cristales de los que se compone el material. Este proceso es el que, interpretaron, conduce finalmente a la rotura del material (Evan, 2010, pág. 7).

Es indiscutible que la introducción de las transmisiones por cadenas o de potencia, fue estimulada en los años finales del siglo XIX por la construcción de las bicicletas que demandaban una transmisión resistente, flexible y para distancias entre centros relativamente grandes (Dominguez, 2007). Famosas las transmisiones con ruedas motrices de 1275 mm de diámetro construidos por Pope Manufacturing en 1882, donde las bondades de las transmisiones por cadenas de rodillos permitieron un accionamiento fácil y efectivo.

Sin embargo, la vibración excesiva y la inestabilidad de la bicicleta de rueda alta obligaron a los inventores a esforzarse por reducir la altura de la bicicleta y hacia finales de la década del 80 en el siglo XIX apareció la conocida como bicicleta con ruedas del mismo tamaño, con los pedales unidos a una rueda dentada (catalina) que accionaba a una cadena de transmisión engranada con un piñón en la rueda de atrás.

En los inicios del siglo XX las transmisiones de potencia, se presentaron como un elemento importante en los primeros éxitos de la aviación motorizada (Dominguez, 2007). Quizás, uno de los ejemplos más impresionantes de su uso en aquella época lo constituyó el artefacto volador de los Hermanos Wright, conocido como el Halcón Catty, el primero en estabilizar un vuelo de 59 segundos con un recorrido de 852 pies, en este primer "avión motorizado" fue empleada una transmisión de potencia por cadena de rodillos para accionar las hélices desde un motor con cuatro cilindros de 16Hp.

2.3. MARCO CONCEPTUAL

Jonier Gómez (2004) afirma que se llaman transmisiones mecánicas a los mecanismos que se emplean para transmitir la energía desde un equipo a los órganos de trabajo de una máquina, por regla general, con transformación de las velocidades, de las fuerzas o de los momentos con la transformación del sentido y de la ley de movimiento

2.3.1. Características principales de las transmisiones

Las velocidades requeridas del movimiento de los órganos de trabajo de la máquina con mucha frecuencia no son iguales a las velocidades de los motores. En ciertos periodos del trabajo de la máquina, para su accionamiento se necesitan pares de torsión que sobrepasen el par de torsión (o los pares de torsión) en el árbol del motor (Gomez, 2004). Los motores se suelen aplicar para transmitir un movimiento giratorio uniforme, mientras que los órganos de trabajo de la máquina deben moverse en sentido rectilíneo, variando la velocidad o con paradas periódicas.

2.3.2. Tipos de transmisiones

Las transmisiones mecánicas por el procedimiento de la transmisión del movimiento desde el elemento accionador al accionado se dividen en: “Transmisiones por rozamiento: Las transmisiones con contacto directo (por rodillos de fricción) o con enlace flexible. Transmisiones por engrane: con contacto directo (por engranes) o con enlace flexible” (Gomez, 2004, pág. 23).

2.3.3. Las transmisiones por rozamiento y por engrane

Se dividen, por la disposición recíproca de los árboles, en transmisiones entre árboles paralelos, que se intersecan y que se cruzan, así como por el carácter del cambio de la relación de engranaje (número de velocidades), en transmisiones con la relación de velocidad constante y que cambia en etapas o sin etapas (Gomez, 2004). El procedimiento de transmitir el movimiento por rozamiento o por engrane determina la forma de las superficies útiles y al mismo tiempo las propiedades características de las transmisiones. En las transmisiones por rozamiento, las secciones de las superficies útiles, normales al eje de rotación, representan unas circunferencias. La fabricación de tales superficies, incluso ante una exigencia de alta exactitud, no representa ninguna dificultad.

En las transmisiones por engrane, las piezas se dotan de dientes, los cuales realizan la transmisión del par de torsión de la rueda accionadora a la accionada. Durante el funcionamiento de la transmisión unos dientes entran en engrane y otros salen. Incluso una pequeña inexactitud en la forma de los dientes o las deformaciones del elemento provoca aceleraciones que llevan a la aparición de ruido y al rápido desgaste de los dientes. Estos son los inconvenientes de principio de las transmisiones por engrane. Si se eleva la exactitud de fabricación de las ruedas dentadas, si se emplean dientes de forma especial, dichos inconvenientes se pueden disminuir, pero es imposible evitarlos totalmente (Gomez, 2004, pág. 24).

2.3.4. Transmisiones con relación de velocidad constante

Jonier Gómez (2004) indica que el diseño de transmisiones con relación de velocidad constante, generalmente, contiene, por lo menos, los siguientes datos: la potencia a transmitir (pot) o el par de torsión (T) en el árbol impulsado; las frecuencias de rotación (en rpm) de los árboles impulsado (n_2) e impulsor (n_1); la

disposición recíproca de los árboles y la distancia entre ellos; las medidas exteriores; el régimen de trabajo de la transmisión.

2.3.4.1 Transmisiones dentadas

El aumento de la velocidad exige una considerable elevación de la exactitud de fabricación de las ruedas dentadas, de lo contrario, las cargas complementarias provocadas por los errores del engrane alcanzarán una magnitud intolerable (Gomez, 2004). Las ruedas de dientes rectos y las de dientes no rectos deben fabricarse con elevada exactitud.

2.3.4.2 Potencia transmitida

Las transmisiones dentadas son las que pueden transmitir mayor potencia. Se conocen, por ejemplo, reductores dentados para las turbinas de barco de 50000 hp y más de potencia. Gómez (2004) afirma. “En realidad, la potencia de las transmisiones dentadas se limita por las dificultades de transportación de los elementos de precisión de grandes dimensiones” (p.29).

2.3.4.3 Transmisiones por correa trapezoidal y con cadena

Para elevar la potencia a transferir es necesario aumentar la sección y el número de cadenas y correas que trabajan paralelamente. No obstante, con un gran número de elementos de tracción, la probabilidad de su carga uniforme disminuye y el sucesivo aumento del número de correas o de cadenas resultará inefectivo.

2.3.4.4 Factor de diseño y factor de seguridad

Un enfoque general del problema de la carga permisible contra la carga de pérdida de función es el método del factor de diseño determinístico, al que algunas veces se le llama método clásico de diseño (Budynas, 2008). El factor de diseño se debe analizar todos los modos de pérdida de función, y el modo que conduzca al factor de diseño más pequeño será el modo gobernante. Y factor de seguridad tiene la misma definición que el factor de diseño, pero por lo general difiere en su valor numérico refiriéndose a variables calculadas.

2.3.4.5 Pérdidas de potencia y de rendimiento

Entre los índices que caracterizan las transmisiones, ocupan un lugar particular. En primer lugar, son unos índices de consumo improductivo de energía; debido a la amplia difusión de las transmisiones, esto de por sí tiene una gran significación. En segundo lugar, estos índices hablan sobre la cantidad de calor que se desprende en la transmisión e indirectamente caracterizan el desgaste de la misma, puesto que la energía perdida en la transmisión se transforma en calor y parcialmente deteriora las superficies de trabajo (Gomez, 2004, pág. 30).

2.3.4.6 Transmisiones por correas planas

Jonier Gómez (2004) indica que en las transmisiones de banda plana modernas el elemento flexible consiste en un núcleo elástico fuerte recubierto por un material elastómero; estas transmisiones tienen notables ventajas sobre las transmisiones de engranes o las de bandas en V. Una transmisión de banda plana tiene una eficiencia aproximadamente de 98%, que es casi igual a la de una transmisión de engranes. Por otra parte, la eficiencia de las transmisiones de bandas en V varía desde cerca de 70 hasta 96%. Las transmisiones de banda plana producen muy

poco ruido y absorben mayor vibración torsional del sistema, que una transmisión de engranes o de bandas en V.

2.3.4.7 Engranes para transmisiones de potencia y aplicaciones

Los engranajes o transmisiones de engranes se utilizan ampliamente en diversos mecanismos y máquinas, desde abrelatas hasta barcos y portaviones. Siempre que es necesario un cambio en la velocidad o en el par (momento de rotación) de un dispositivo rotatorio, generalmente se usará un engranaje (Balderas , 2004). La teoría de la acción de los dientes de un engranaje y el diseño de estos dispositivos oblicuos para el control de movimiento y la forma de un diente de engrane ha llegado a ser completamente estandarizada por buenas razones cinemáticas.

2.3.5. Clasificación de los engranes

2.3.5.1 Engranes rectos, helicoidales y espirales

Humberto Balderas (2004) declara que los engranes rectos son los de contorno cilíndrico en el que los dientes son paralelos al eje de simetría del engrane. Un engrane cilíndrico recto es la rueda dentada más simple y de menor costo de fabricación. Los engranes rectos, solo pueden conectarse si sus ejes de rotación son paralelos.

2.3.5.2 Engranes helicoidales

En estas ruedas cilíndricas, la configuración de sus dientes es la de una hélice con un ángulo de orientación y respecto al eje del engrane (Balderas , 2004). Dos engranes helicoidales cruzados de la misma orientación, pueden conectarse con

sus ejes formando un cierto ángulo. Los ángulos de hélice pueden diseñarse de modo que permitan un cierto ángulo de desvío entre los ejes de rotación de los engranes

2.3.5.3 Engranes bihelicoidales

Se construyen en principio al unir cara con cara, o adosar dos engranes helicoidales de idéntico paso diametral o diámetro. “Pero con orientaciones opuestas, montadas sobre el mismo eje o árbol. Los dos conjuntos de dientes en esquina suelen formarse en la misma pieza base para engrane” (Balderas , 2004, pág. 15).

2.3.6. Eficiencia

Humberto Balderas (2004) señala que un engranaje común (recto) puede tener una eficiencia de 98% a 99%. Uno helicoidal es menos eficiente debido a la fricción deslizante a lo largo del ángulo de la hélice. También presenta una fuerza de reacción a lo largo del eje de rotación, lo que no ocurre en un engranaje recto. De manera que una transmisión de engranes helicoidales debe estar montada en cojinetes de empuje además de las radiales, para evitar que sus ejes de soporte se desplacen axialmente.

Se presentan también algunas pérdidas por rozamiento en los cojinetes de empuje axial. Un engranaje helicoidal paralelo tendrá una eficiencia de casi 96% a 98%, y uno cruzado, una de 50% a 90%. El paralelo (orientación opuesta, pero con el mismo ángulo de hélice) tiene contacto lineal entre los dientes, y puede operar con cargas elevadas a altas velocidades. El cruzado tiene contacto puntual y una gran componente de deslizamiento que se limita a su aplicación en situaciones de carga ligera.

2.3.7. Engranes cónicos

Para las transmisiones de engranes en ángulo recto pueden utilizarse los engranajes helicoidales cruzados o los mecanismos de gusano. Cuando se requiere una transmisión entre ejes oblicuos o cualquier ángulo, incluso el de 90° los engranes cónicos (o biselados) pueden ser la solución. Así como los engranes cilíndricos comunes se basan en los cilindros rodantes en contacto, los engranes cónicos lo hacen en conos rodantes conectados (Balderas , 2004, pág. 18).

2.3.8. Angulo de presión

El ángulo de presión ϕ en un engrane se define como el ángulo entre la línea de acción y la dirección de la velocidad en el punto de paso, de manera que la línea de acción sea girada ϕ grados en la dirección de rotación del engrane impulsado (Balderas , 2004). Los ángulos de presión en los engranajes han sido normalizados a unos cuantos valores por los fabricantes de engranes.

2.3.9. Modificación de la distancia entre centros

Cuando en un círculo se han cortado dientes involutos con respecto a un círculo base particular, a fin de crear un solo engrane, todavía no tenemos un círculo de paso. El círculo de paso sólo nace cuando acoplamos este engrane con otro, creado un par de engranes, es decir un engranaje. Habrá un rango de distancias de centro a centro en las cuales podemos conseguir acoplamientos entre engranes. También habrá una distancia central ideal, que nos dará los diámetros de paso nominales para los cuales se diseñaron los engranes (Balderas , 2004, pág. 25).

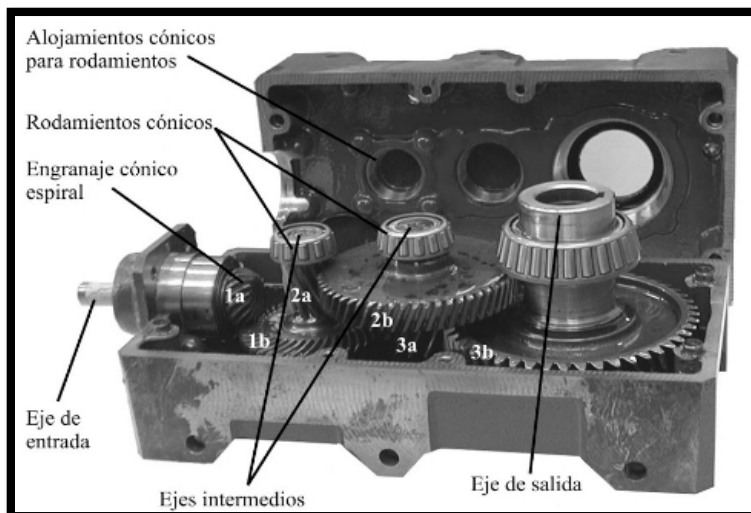
2.3.10. Cajas reductoras

Las cajas de engranajes (o cajas reductoras) están compuestas de trenes de engranajes que poseen ejes intermedios con diferentes etapas de reducción. Se utilizan para transmitir potencia cuando se requiere relaciones de transmisión o relaciones de par mayores que las logradas con engranajes simples (Sanchez, 2007). También se utilizan cuando se requiere una relación de transmisión variable, un cambio en el sentido de giro de los ejes o un ángulo de salida diferente. Existen dos tipos básicos de trenes de engranajes atendiendo a la movilidad de los ejes intermedios: trenes fijos y trenes planetarios (también llamados epicicloidales).

2.3.11. Cajas con trenes de engranes fijos

Francisco Sánchez (2007) afirma que la mayoría de las cajas reductoras cuenta con este tipo de trenes. En ellos los ejes mecánicos intermedios no poseen ningún tipo de movimiento de traslación, solamente giran alrededor de su eje geométrico. En la figura 3, se muestra un ejemplo de caja reductora, formada por un tren fijo, en la que los ejes de entrada y salida son perpendiculares. Se observa que esta caja cuenta con 3 etapas de reducción (1a-1b, 2a-2b, 3a-3b) y 2 ejes intermedios.

Figura 3. Caja de engranes de tres etapas y ejes perpendiculares.



Fuente: SANCHEZ, Francisco. Mantenimiento mecánico de máquinas. España: Jaume, 2007.p. 56.

2.3.12. Cajas reductoras con trenes de engranaje planetarios

Son elementos que, desde el punto de vista cinemático, cuentan con dos tipos de ruedas dentadas: unas que están provistas de un giro simple alrededor de su propio eje (que también es el eje del tren) y otras que giran alrededor de su propio eje a la vez que su eje gira alrededor del eje central del tren (Sanchez, 2007). Las cajas en su interior pueden ser de dentado interior o exterior y son llamadas soles, mientras que las de otro tipo son siempre de dentado exterior y son habitualmente llamadas planetarios.

2.4. MARCO LEGAL

2.4.1.1 Norma técnica-NTE.INEN ISO 254- Transmisión por poleas. Correas.

2.4.1.1.1 Objeto y campo de aplicación

Esta norma nacional establece las características de calidad las cuales son comunes para todo tipo de poleas de transmisión. Se establecen niveles de calidad para los terminados y balanceo de poleas de transmisión y poleas de ensayo (NTE ISO-254, 2011). Esta norma nacional es aplicable a poleas de transmisión para correas en V, correas en V acanaladas, planas o correas de sincronización; no aplica a aquellas poleas para transmisiones de velocidad variable que tienen una o más bridas móviles.

2.4.1.1.2 Selección y calidad de materiales

La NTE-254 (2011) señala que las poleas deben ser fabricadas de cualquier material que pueda ser formado a las dimensiones y tolerancias estandarizadas y es capaz de resistir las condiciones de servicio (calor, esfuerzos mecánicos, abrasión, medio ambiente) sin sufrir daños. Además, se requiere que el material de la polea sea capaz de disipar una cantidad de calor significativa la cual puede ser generada por las correas.

2.4.1.1.3 Características

La geometría de las poleas para transmisiones de potencia es óptimas dado que están mecanizadas exclusivamente con máquinas de control numérico o con tornos automáticos (NTE ISO-254, 2011). Estas poleas pueden ser utilizadas hasta velocidades periféricas.

2.4.1.2 Norma ISO-606. Cadenas de Rodillos transmisiones de potencia

2.4.1.2.1 Objeto

El artículo es una compilación de resultados derivados de un estudio del desarrollo de la transmisión por cadena de rodillos que permite brindar información relevante sobre la tendencia del mercado internacional (Iso-606, 2007). Innovaciones recientes en las cadenas de rodillos y las diferencias dimensionales que caracterizan las series geométricas de las cadenas.

2.4.1.2.2 Desarrollo

La ISO-606 (2007) indica que la transmisión de potencia por cadenas de rodillos tiene una bien ganada posición en el amplio conjunto de accionamientos para transmisiones de potencias medias. Una de las ventajas más significativa de esta transmisión es el sincronismo que logra con un enlace flexible entre el elemento motriz y el movido, permitiéndole ser empleada con éxito como elemento de transmisión mecánica en máquinas herramientas.

3. DESARROLLO DEL TRABAJO DE GRADO

3.1. ANALIZAR LA TRANSMISIÓN DE POTENCIA POR EL MÉTODO GOODMAN MEDIANTE CÁLCULOS QUE DETERMINEN SU COMPORTAMIENTO DINÁMICO Y ESTÁTICO.

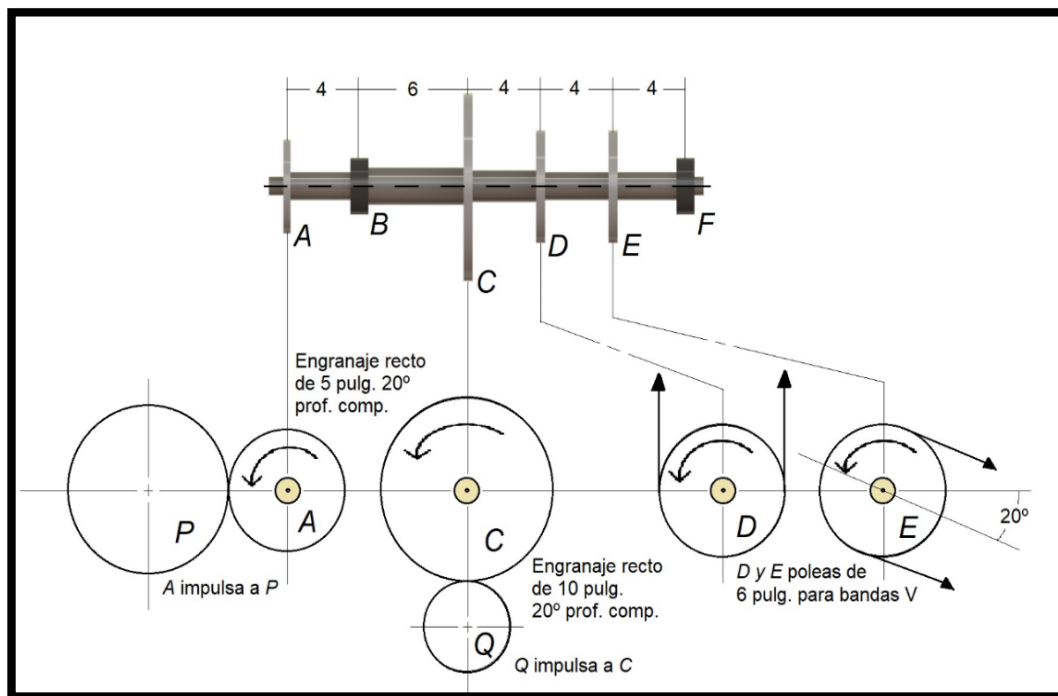
Para el correcto cumplimiento de los objetivos propuestos en el proyecto investigativo, se da inicio a un análisis evaluativo que permite determinar a través de un diseño en el software de modelación Solidworks, los esfuerzos sufridos en el mecanismo de elevación de cargas e identificar variables que definen el comportamiento (deformación, nivel de elasticidad y fractura) a la cual será expuesta cada pieza de la estructura. Con el propósito de establecer una serie de condiciones y cálculos analíticos orientados a la especificación de datos que señalen los niveles de confiabilidad, secciones críticas, relacionar cargas aplicadas, expresar la distribución de tensiones en el material, criterios de diseño y limitaciones del sistema.

Antes de iniciar con el diseño de las piezas en el software Solidworks, se requiere clasificar la información previamente recopilada, con el fin de identificar las medidas para cada modelo y su ubicación en el ensamble de todos los componentes, de modo que se proceda a organizar los datos en carpetas con sus respectivos nombres, manteniendo un orden para los archivos. Además del modelo en 3D, se analiza el funcionamiento que tendrá cada pieza en el sistema de la transmisión de potencia, para conocer las características necesarias que se requieren en el diseño y modelado de los componentes

Con base a las características establecidas a continuación, se efectúa un análisis y estudio matemático, en el que se determina una serie de variables, empleadas con

el objetivo de inferir valores nominales, que permitan identificar las principales secciones críticas del sistema mecánico de la transmisión de potencia, a fin de seleccionar de forma adecuada los accionamientos y elementos mecánicos a emplear, según los requerimientos del equipo.

Figura 4. Transmisión de potencia



Fuente: Autor

El eje que se muestra en la Figura 4 es parte de un sistema de manejo de material en una banda transportadora, toda la potencia entra al eje por el engrane C la cual es de 50 HP y gira a 480 rpm. El engrane A entrega 30 HP a un malacate. Las poleas para bandas V en D y E entregan cada una 10 HP a la salida.

Desde este punto se establecen los cálculos para determinar los valores de fuerza y momentos del eje aplicando el método Goodman.

Tabla 1. Características de Acero AISI 3140

ACERO AISI 3140								
Designación del material	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia(sy)		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)	Análisis Químico	
	Ksi	MPa	Ksi	MPa				
							C%	Carbono 0.38 - 0.43
							Mn%	Manganeso 0.70 – 0.90
							P%	Fósforo 0.040 Max
							S%	Azufre 0.40 Max
							Si%	Silicio 0.20 – 0.35
3140	115	1050	66.72	920	17	311	Ni%	Níquel 1.10 – 1.40
							Cr%	Cromo 0.55 – 0.75

Fuente: MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. USA: Prentice-Hall Inc, 2004. p. sd.

Como se observa en la Tabla 1, el material acero con designación 3140 y condición posee una resistencia a la tensión de 152Ksi (kilolibras de fuerza por pulgada cuadrada) correspondiente a 1.050Mpa (Mega pascales), así mismo una resistencia de fluencia (deformación irre recuperable) de 133Ksi que convertidos a Mega pascales da como resultado 920Mpa, para el porcentaje de elongación tiene un 17%, en la escala de medición de Dureza Brinell posee un factor de 311HB. Dentro del análisis químico el Acero 3140 está compuesto por Carbono, Manganeso, Fósforo, Azufre, Silicio, Níquel y Cromo con sus respectivos valores proporcionales.

3.1.1. Cálculo de torques con base en velocidad angular del eje y potencia de entrada o salida

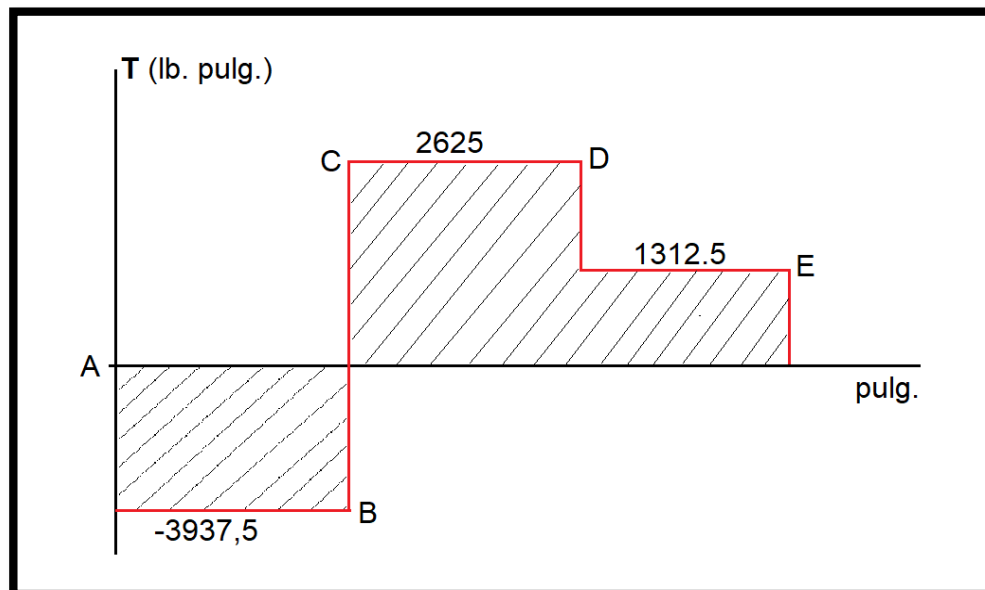
$$T_C = \frac{63000(50)}{480} = 6562,5 \text{ lb pulg.}$$

$$T_A = \frac{63000(30)}{480} = 3937,5 \text{ lb pulg.}$$

$$T_D = \frac{63000(10)}{480} = 1312,5 \text{ lb pulg.}$$

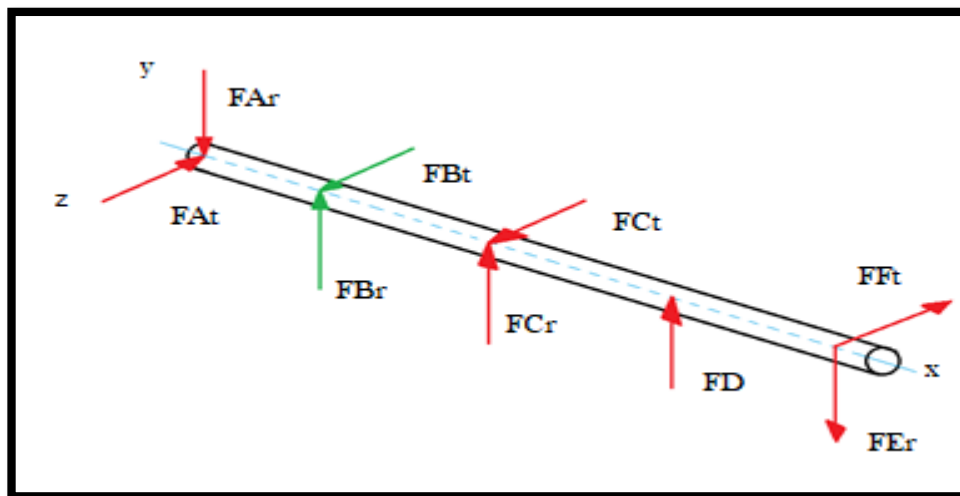
$$T_C = T$$

Figura 5. Diagrama de torque



Fuente: Autor

Figura 6. Cálculo de fuerzas nominales y tangenciales DCL



Fuente: Autor

Fuerza FBr y FBt actúan como reacciones al material.

Cálculo de Fuerzas en C

$$F_{ct} = \frac{T_c}{D_c/2}$$

$$F_{ct} = \frac{6562,5 \text{ lb.pulg.}}{(10/2)\text{pulg.}}$$

$$F_{ct} = 1312,5 \text{ lb.}$$

$$F_{CR} = F_{ct} * \tan\phi$$

$$\phi = \text{ángulo de presión}$$

$$F_{CR} = 1312,5 \text{ lb.} \tan 20$$

$$F_{CR} = 477,7 \text{ lb.}$$

Cálculo de fuerzas en A

$$F_{At} = \frac{T_A}{D_A/2} = \frac{3937,5 \text{ lb. pulg.}}{(5/2) \text{ pulg.}}$$

$$F_{At} = 1575 \text{ lb.}$$

$$F_{Ar} = F_{At} * \tan \phi$$

$$F_{Ar} = 1575 * \tan 20$$

$$F_{Ar} = 573,25 \text{ lb.}$$

Fuerzas en D

$$F_D = F_1 + F_2$$

$$F_D = (F_1 - F_2) (D^c/2)$$

$$F_1 - F_2 = \frac{1312,5}{3} = 437,5$$

$$\frac{F_1}{F_2} = 5 \quad \text{Recomendación de Mott}$$

$$SF_2 - F_2 = 437,5$$

$$F_2 = 109,37 \text{ lb}$$

$$F_1 = 546,87 \text{ lb}$$

$$F_D = F_1 + F_2 = 109,37 + 546,87$$

$$F_D = 656,24 \text{ lb}$$

Fuerzas en E

$F_D = F_E \rightarrow$ Las fuerzas son iguales porque tanto el torque como los diámetros son iguales.

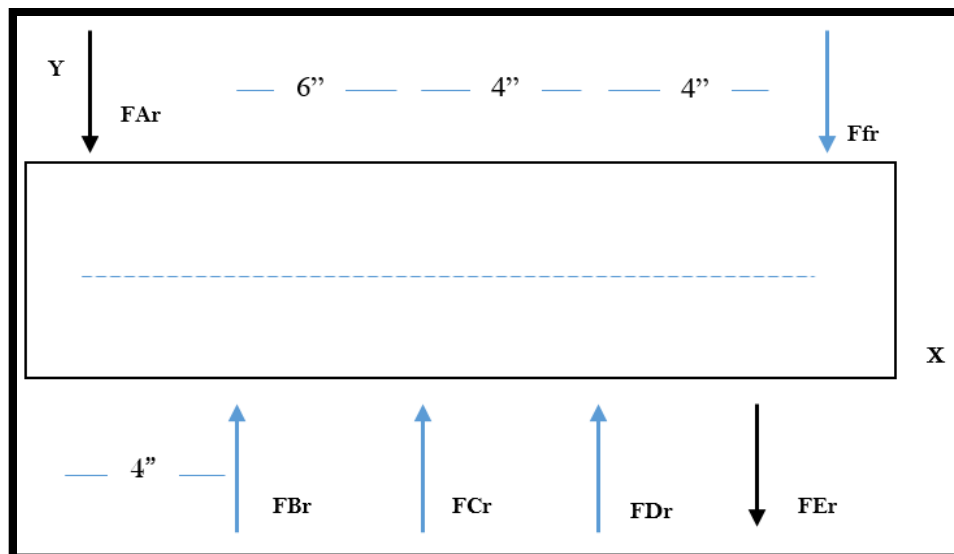
$$F_{Et} = F_E \cos 20$$

$$F_E = 656,24 \cos 20$$

$$F_E = 616,7 \text{ lb}$$

$$F_E = 656,24 \sin 20 = 224,4 \text{ lb}$$

Figura 7. Plano XY



Fuente: Autor

$$\Sigma \uparrow F_y(+) = 0$$

$$F_{BR} + F_{CR} - F_{AR} + F_D - F_{ER} - F_{FR} = 0$$

$$F_{BR} + 477,7 \text{ lb} - 573,25 \text{ lb} + 656,24 \text{ lb} - 224,4 \text{ lb} - F_{FR} = 0$$

$$F_{BR} - F_{FR} = -336,34$$

$$\Sigma M_B = 0$$

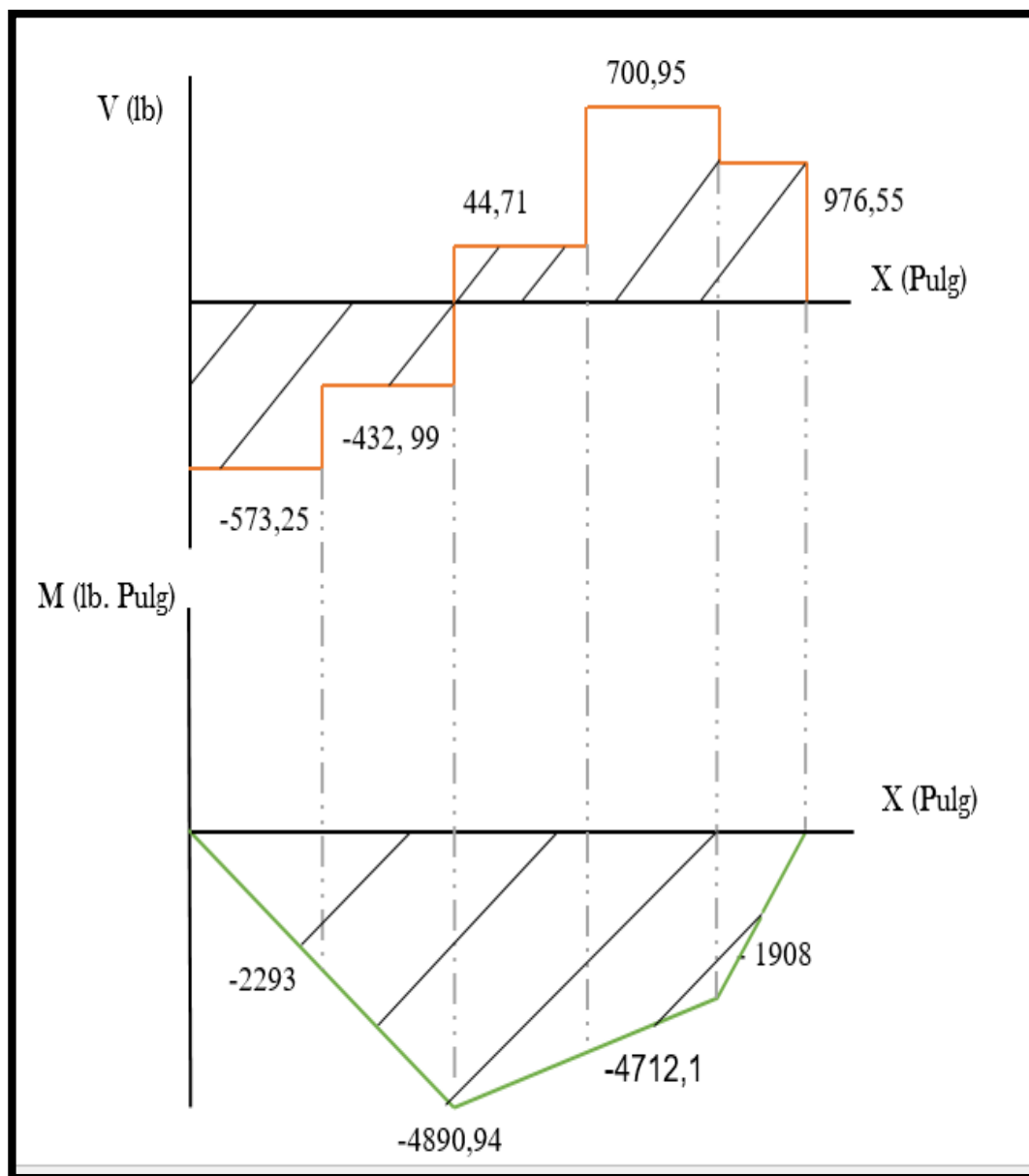
$$(F_{Ar})(4") + (F_{Cr})(6") + F_D(10) - F_{Er}(14") - F_{fr}(18") = 0$$

$$(573,25)(4) + (477,7)(6) + (656,24)(10) - (224,4)(14) - (F_{FR})(18) = 0$$

$$F_{FR} = 476,6 \text{ lb}$$

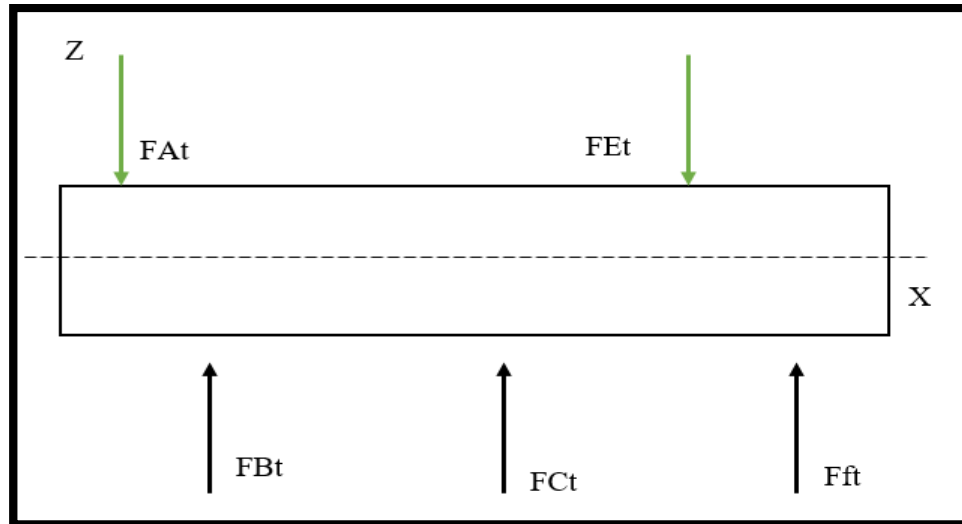
$$F_{BR} = 140,26 \text{ lb}$$

Figura 8. Diagrama de fuerzas y momentos



Fuente: Autor

Figura 9. Plano XZ



Fuente: Autor

$$\Sigma \uparrow F_z(+) = 0$$

$$F_{Bt} - F_{At} - F_{Ct} - F_{Et} - F_{Ft} = 0$$

$$F_{Bt} - 1575 \text{ lb} + 1312,5 \text{ lb} - 616,7 \text{ lb} + F_{Ft} = 0$$

$$F_{Bt} + F_{Ft} = 879,2 \text{ lb}$$

$$\Sigma M_B = 0$$

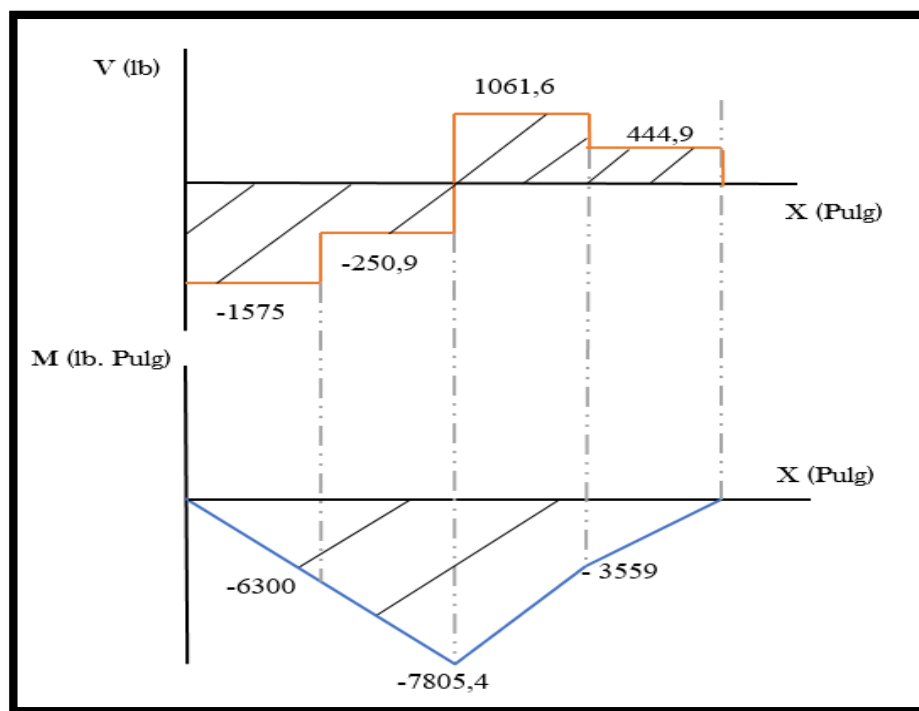
$$(F_{At})(4'') + (F_{Ct})(6'') - F_{Et}(10'') + F_{Ft}(18'') = 0$$

$$(1575)(4) + (1312,5)(6) - (616,7)(10) + (F_{Ft})(18) = 0$$

$$F_{Ft} = -444,89 \text{ lb}$$

$$F_{Bt} = 1324,1 \text{ lb}$$

Figura 10. Diagrama de fuerzas y momentos modificado



Fuente: Autor

Se identifica que el punto crítico se encuentra en el punto B, sin embargo, para el cálculo de los diámetros del eje se puede tomar como referencia el punto de interés.

Punto B

$$D = \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t \cdot M}{S_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2}$$

$$M = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2}$$

$$M = \sqrt{(4890,94)^2 + (-7805,4)^2}$$

$$M = 9211,16$$

3.1.2. Procedimiento para el cálculo de fatiga por el método de Goodman

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n_s}$$

Se es el límite de fatiga modificado

Sut es la resistencia a la rotura por tracción

ns es el factor de seguridad

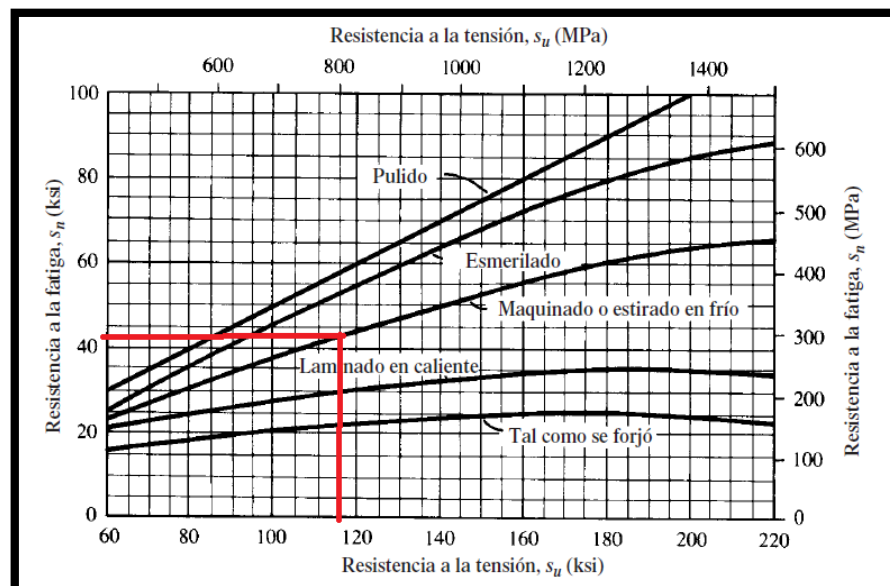
σm es la tensión media

σa es la tensión alternante

Límite de fatiga modificado S_e

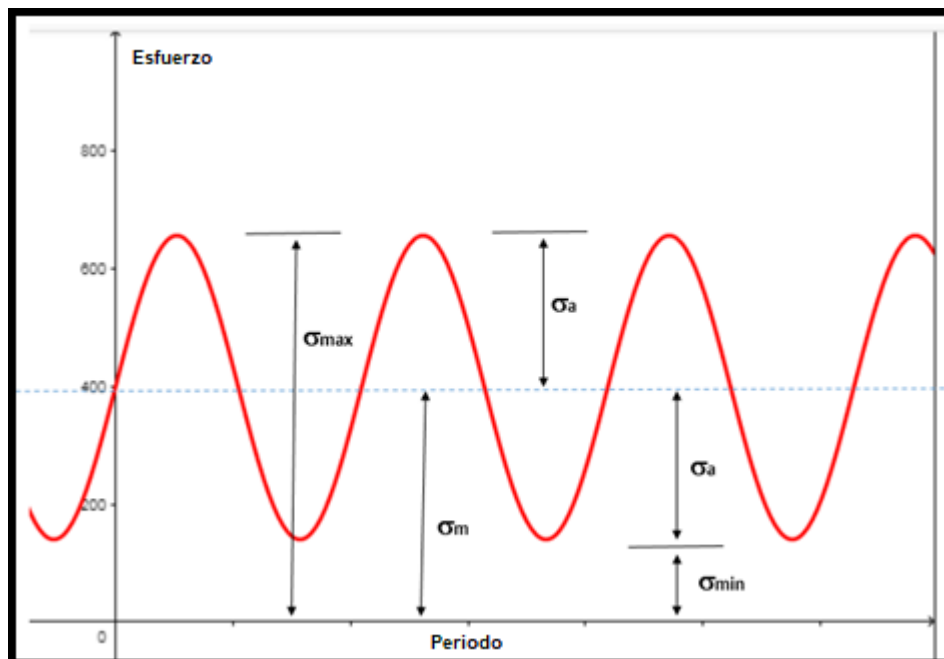
Teniendo en cuenta la resistencia última del material se utiliza la figura a continuación para determinar el límite de fatiga modificado.

Figura 11. Resistencia a la fatiga S_e en función de la resistencia a la tracción (ksi), para acero forjado con varias condiciones de superficie



Fuente: Autor

Figura 12. Grafica de forma de carga cíclica o periódica



Fuente: Autor

Se concluye que el factor de seguridad manejado en el diseño es de 0.1049 (10 %). La Figura 12, ilustra una representación senoidal, mediante la denominada grafica de forma cíclica o periódica, la cual permite evidenciar la variación de los esfuerzos mínimos, medios y máximos sufridos en el sistema, teniendo en cuenta la aplicación de fuerzas obtenidas anteriormente en el cálculo analítico con relación a las revoluciones producidas en el proceso.

Para el desarrollo del cálculo se debe tener en cuenta el desfase que sufre el sistema de acuerdo a la condición y característica de las cargas cíclicas que actúan en el sistema. La variable de tensión máxima es obtenida a través de la sumatoria de la amplitud de tensión y la tensión media, con la objetividad de conocer cuánto puede soportar el material.

$S_e = 42.5 \text{ Ksi}$ = Variable obtenida de la relación entre la resistencia a la tensión y el tipo de material maquinado o estirado en frío (Ver Figura 11).

$S_{ut} = 115 \text{ Ksi}$

Tensión media

$$\frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \sigma_m$$

Para

$\sigma_{min} = 140.26 \text{ lb}$

$\sigma_{Max} = 656.24 \text{ lb}$

$$\frac{656.24 \text{ lb} + 140.26 \text{ lb}}{2} = \sigma_m$$

$\sigma_m = 398.3 \text{ lb}$

Amplitud de tensión

$$\frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \sigma_a$$

Para

$\sigma_{min} = 140.26 \text{ lb}$

$\sigma_{Max} = 656.24 \text{ lb}$

$$\frac{656.24 \text{ lb} - 140.26 \text{ lb}}{2} = \sigma_a$$

Resultado

$$\sigma_a = 258 \text{ lb}$$

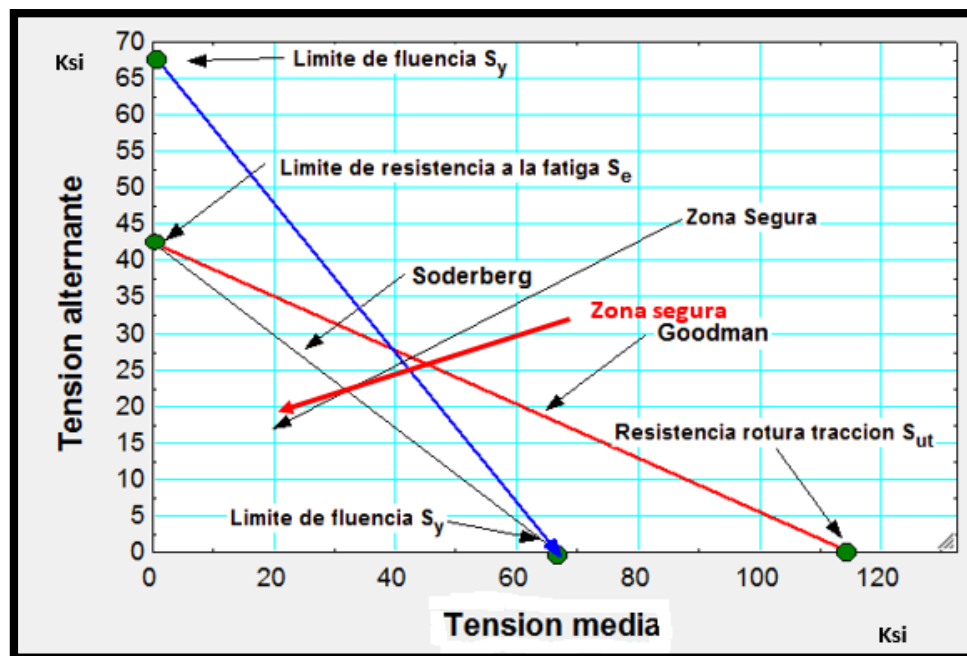
Factor de seguridad

Reemplazando en la ecuación de Goodman, Tenemos:

$$n_s = 0.1049 = 10.4\%$$

Para este material se maneja un Límite de fluencia $s_y = 66.72 \text{ ksi}$

Figura 13. Análisis de S_a Vs S_m



Fuente: Autor

El criterio de Goodman se representa por una línea quebrada en el gráfico de tensión media frente a tensión alternante (Ver Figura 13), Cualquier punto con una

combinación de tensiones media y alternante a la izquierda de la línea quebrada resistirá, mientras que uno a la derecha de la línea fallará según este criterio.

Para el caso actual tenemos:

$\sigma_a = 258$ Ksi Tensión alternante

$\sigma_m = 398.3$ Ksi Tensión media

Se debe tener en cuenta que con estos valores se presentó un factor de seguridad de 10.4% luego los resultados reales de las tensiones son los siguientes:

$\sigma_a = 25.8$ Ksi Tensión alternante

$\sigma_m = 39.83$ Ksi Tensión media

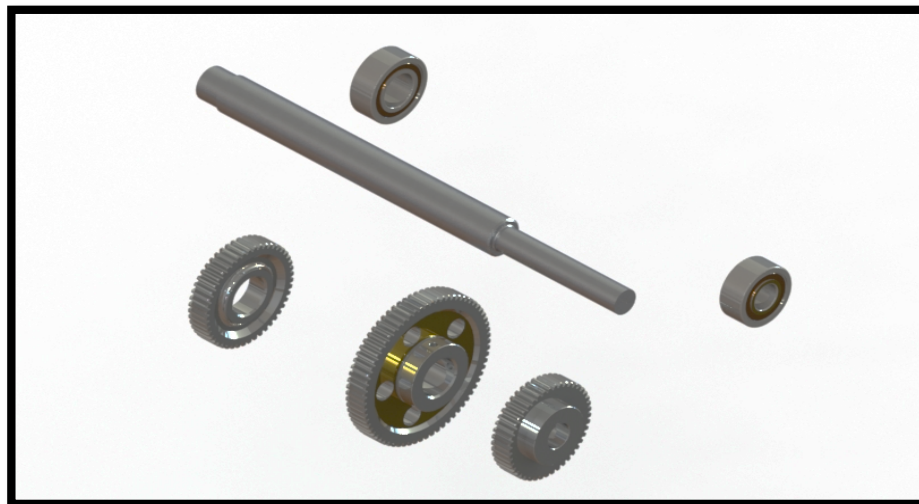
3.2. DISEÑAR POR MEDIO DE LA HERRAMIENTA SOLIDWORKS UN SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA QUE PERMITA IDENTIFICAR LAS DIMENSIONES REALES DE SUS COMPONENTES.

Para el diseño de la transmisión de potencia se utiliza el sistema de modelación Solidworks, en el que se tiene en cuenta aspectos como la identificación de puntos críticos en los diferentes mecanismos y piezas que componen el sistema de transmisión de potencia, de igual forma se especifica minuciosamente cada componente del sistema, se comparan los datos teóricos con los cálculos efectuados para la determinación de valores nominales en cuanto a la resistencia de la estructura, propiedades de cada pieza y confiabilidad del equipo.

En el diseño se tuvo en cuenta las fuerzas que se le aplica en el instante que este funcionamiento el equipo, por ende, una carga que presentan esfuerzos que hace que el material pueda presentar algún tipo de fatiga. Es por ello, que se debe tener

en cuenta el tipo de material a utilizar, para mitigar cualquier posible fractura en un componente del sistema de estructural. El software Solidworks cumple la función de determinar estos esfuerzos y deformaciones de los materiales que se usan para las estructuras, con ello se brinda confiabilidad en los diseños.

Figura 14. Explosionado de árbol secundario para transmisión de potencia mediante para engranajes



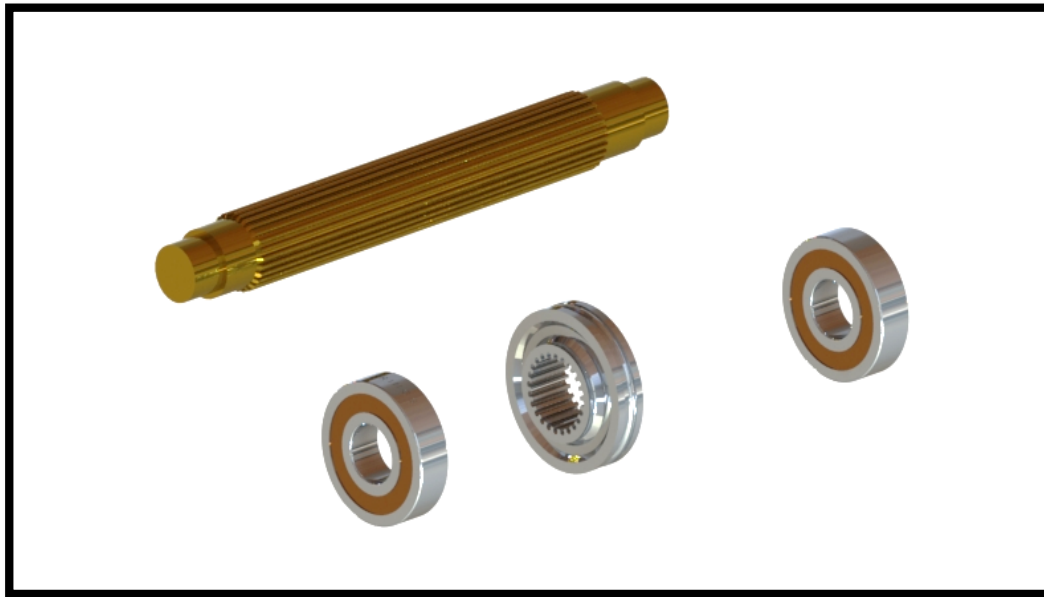
Fuente: Autor

El sistema de transmisión de potencias mediante engranajes, consta de una carcasa en la que se acoplan 3 ejes horizontalmente, los cuales permiten el movimiento de los engranajes que se encuentran adheridos a los mismos. Cada elemento cumple una función específica, de modo que, al hacer girar la polea principal, todos los engranes realizan los giros necesarios para que al otro extremo se transmita un movimiento giratorio con velocidad reducida habiendo aumentado el torque.

Con base a la Figura 14 se logra evidenciar el explosionado de uno de los árboles de transmisión que se implementan en el sistema. Este sistema cuenta con tres engranes, cada uno de ellos con la cantidad de dientes diferentes para mantener la

relación de transmisión. Dispone de dos rodamientos cerrados para su adecuada labor.

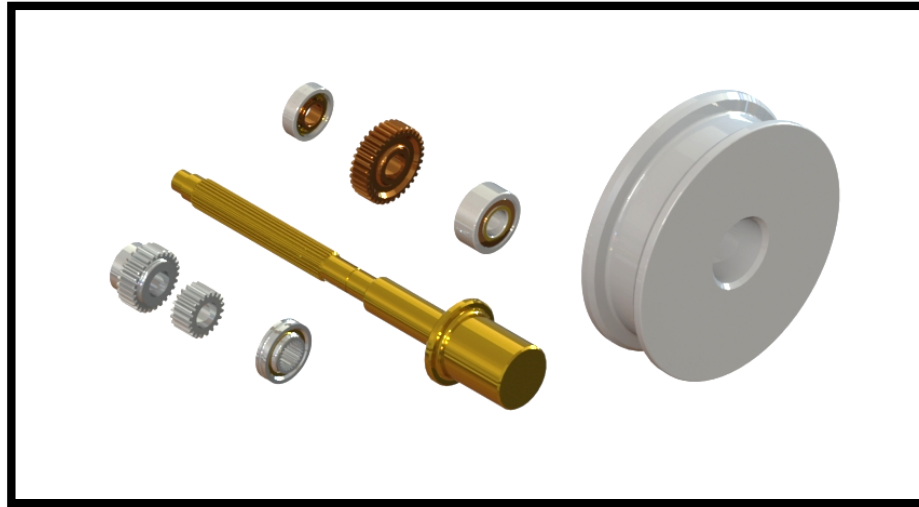
Figura 15. Rodamientos del eje central



Fuente: Autor

En el diseño del sistema de transmisión de potencia, se utilizan dos rodamientos como se observa en la Figura 15, siendo estas de marca NTN, permitiendo sujetar el eje principal de modo que este gire libre y firmemente. Estos rodamientos le permiten una mejor alineación y centrado, gracias a su orientación de roscado de 120° . Usa un mecanismo de punta que consiste en una bola semirretráctil la cual aporta excelentes mejoras de torque, para el ajuste sin tener que dañar la superficie de montaje del eje. Se le aplica una simulación de esfuerzos de desplazamiento y tensión a cada rodamiento, con el fin de comprobar su deformación.

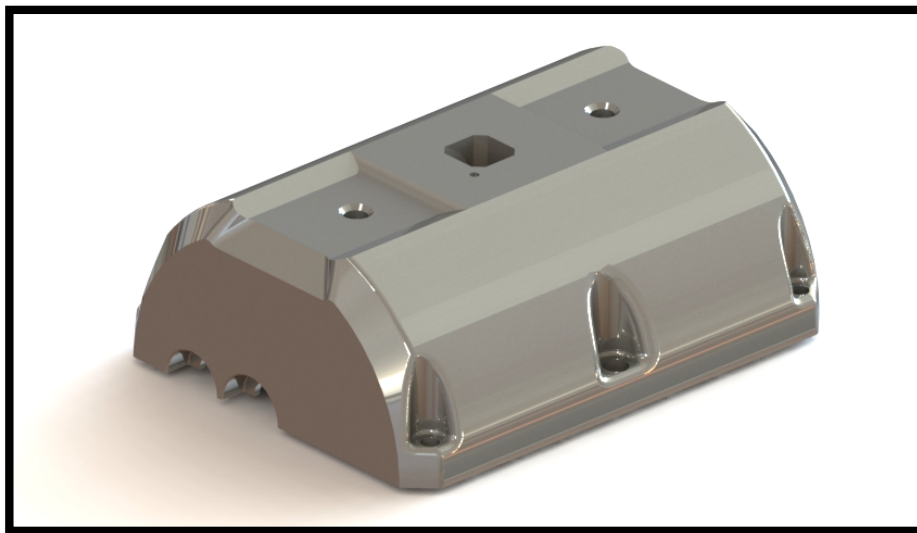
Figura 16. Polea del sistema de transmisión de potencia



Fuente: Autor

Para transmitir la potencia del motor a la caja reductora, se utilizan dos poleas acopladas a los componentes ya mencionados. Como se muestra en la Figura 16, y cuenta con una ranura para las correas que transmitirán la potencia. Diseñadas con el software Solidworks, en donde se le aplica el material fundición gris GG-20 y se procede a su debida simulación de esfuerzos. Resulta ser un elemento esencial para el sistema de transmisión de potencia y se recomienda que sea fabricada bajo las normas BS 3790, DIN 2211, ISO 254 e ISO 4183, de tal modo que implemente un producto de calidad y garantía, debido a la responsabilidad que tiene.

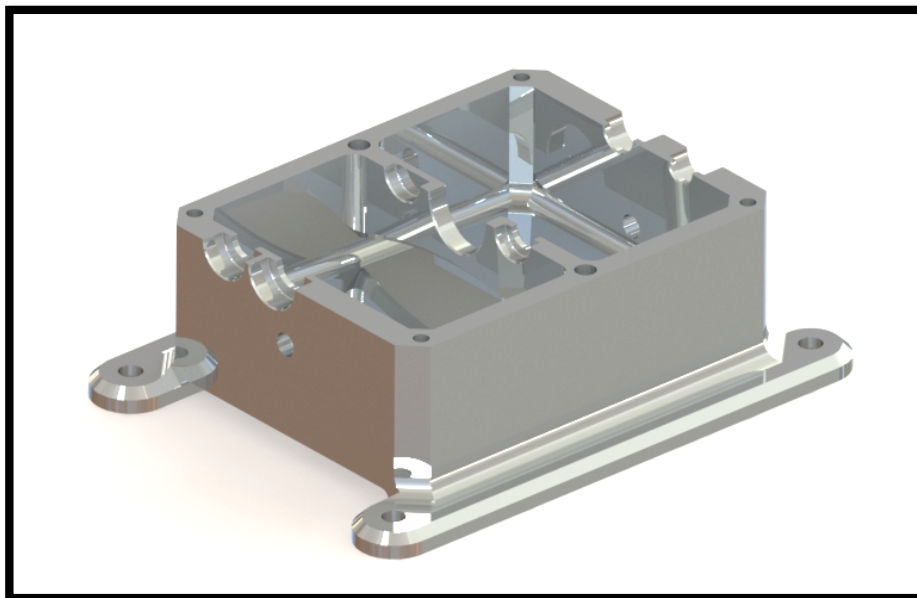
Figura 17.Cubierta del sistema de transmisión de potencia



Fuente: Autor

En la Figura 17, es posible observar el modelo esquemático de la carcasa superior, que acoplada con la carcasa base permiten un cierre hermético que mantiene aislado el sistema de transmisión del exterior, protegiéndolo de polvos y elementos que puedan interrumpir en su proceso de ejecución. Este diseño es modelado en el Software Solidworks, donde se inicia con la elaboración de un croquis, dándole forma tridimensional a la pieza, para finalmente ensamblarla juntos con el resto de componentes y realizar su debido plano con las medidas nominales que lo referencian.

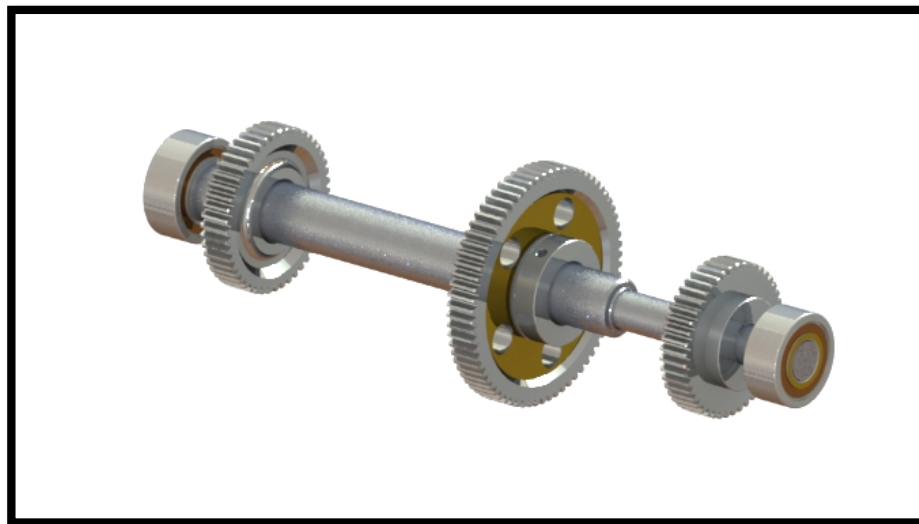
Figura 18. Estructura base



Fuente: Autor

Gracias al software Solidworks, se pueden realizar simulaciones de análisis estático a cada uno de los principales componentes del sistema de transmisión de potencia, lo que nos permite conocer su comportamiento en base a los datos que se ingresan en el programa y el resultado que este genera. En la Figura 18, se observa la estructura base del sistema de engranes, a la cual se le aplica una serie de esfuerzos para definir si los parámetros aplicados a este elemento, son los adecuados en su diseño, debido a que todos los componentes deben cumplir los requisitos mínimos, de tal modo que se obtenga el mejor resultado.

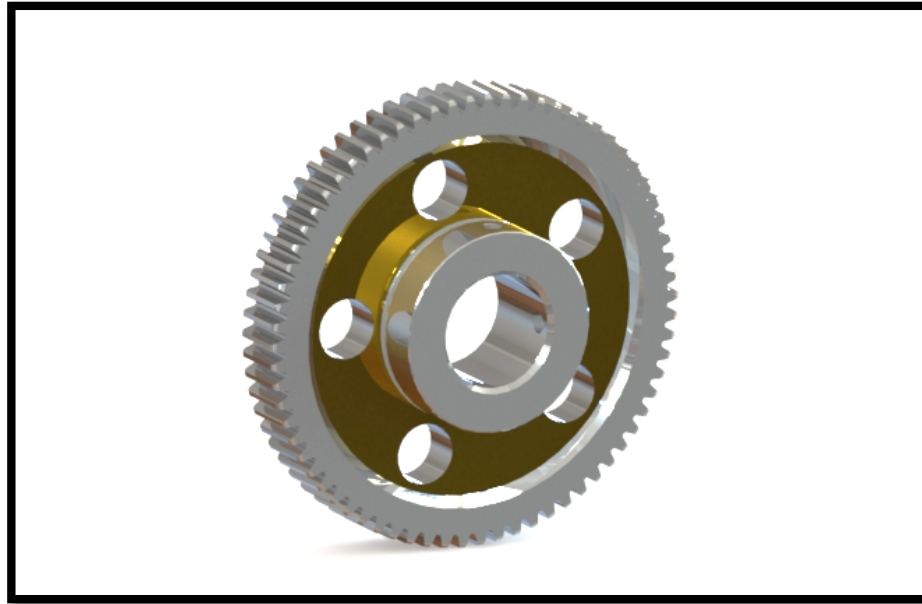
Figura 19. Eje central, engranes y rodamientos



Fuente: Autor

En el desarrollo del diseño de una transmisión de potencia por engranajes a través de la metodología de Goodman, se identifican diferentes factores que nos permiten visualizar las secciones críticas en los componentes mecánicos como se logra evidenciar en la Figura 19. Esta tarea se facilita gracias al uso de la herramienta Solidworks Simulation, la cual nos permite realizar un análisis estático a los componentes del mecanismo para conocer los puntos críticos y los resultados de las diferentes simulaciones para esfuerzos de tensión, desplazamiento, cargas unitarias, entre otras.

Figura 20. Engrane



Fuente: Autor

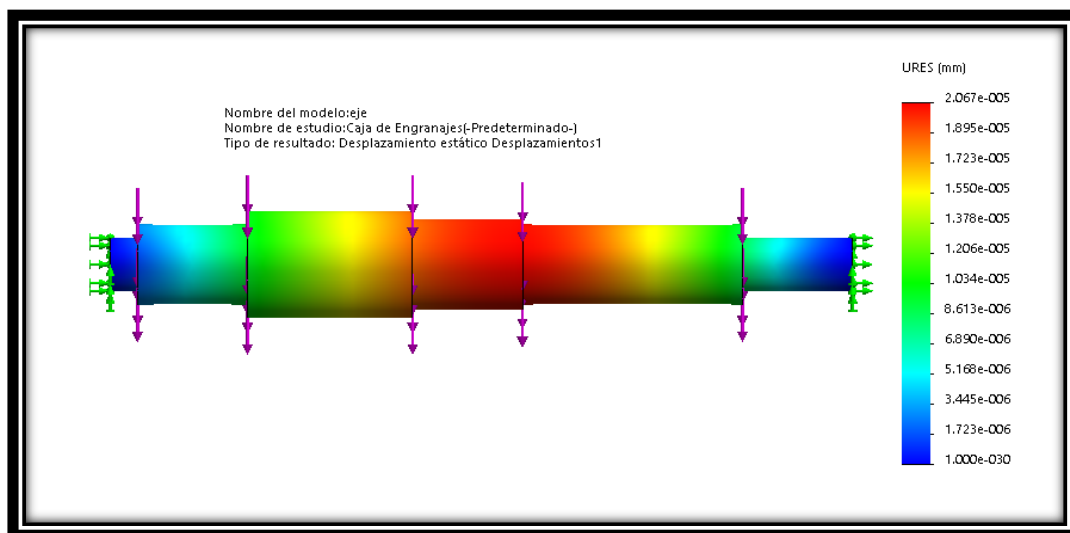
En la Figura 20, se muestra uno de los engranajes utilizados en el sistema de transmisión de potencias realizado para este proyecto. Este componente es diseñado en el software Solidworks, en donde también se diseñaron el resto de piezas. Los diferentes engranes cuenta con dientes rectos, este en especial, dispone de 80 dientes y una apariencia de acabado metálico que se logra gracias a la herramienta de PhotoView 360 que sirve para darle un efecto realista a los diseños.

3.3. DETERMINAR LOS PUNTOS CRÍTICOS AL APLICAR UNA CARGA, UTILIZANDO LOS CRITERIOS APRENDIDOS EN LA ASIGNATURA DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS.

A continuación, se establece la implementación de un análisis mecánico al sistema de transmisión de potencia al estar expuesto a una carga, a través del uso de teorías y conceptos vistos en la asignatura de diseño de elementos de máquinas y área mecánica, en la que se establecen criterios y formulación de problemáticas para la determinación de fuerzas y momentos de reacción que influyen en una pieza.

Asimismo, se determina a través del software de modelación Solidworks la identificación de los puntos críticos que afectan el material, mediante el método de Goodman que emplea técnicas matemáticas como la discretización, la cual permite la división y/o distribución de zonas a través de un número de nodos según el valor requerido para determinar resultados aproximados que representan variabilidad y secciones críticas que sufre la pieza según sus propiedades mecánicas.

Figura 21. Concentración de esfuerzos del eje central

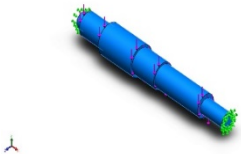


Fuente: Autor

Una vez seleccionado el tipo de material a emplear (Acero AISI 3140) en el eje según las normas de diseño establecidas en el proyecto, para el control y confiabilidad del sistema, se procede a efectuar un diseño, como se ilustra en la Figura 21, en el que se representan las fuerzas aplicadas en el sistema de carga, de igual forma se logra evidenciar el nivel de concentración de esfuerzo máximo presentado en el centro del eje, justo en la sección donde esta sujeta un engrane.

Con base a los datos adquiridos se evalúan los elementos de apoyo, límite máximo de elasticidad, resistencia y comportamiento que toma cada sección de la pieza al ser expuesta a constantes variaciones de esfuerzos con el objetivo de analizar los efectos que generan estos en el proceso de trasmisión de potencia.

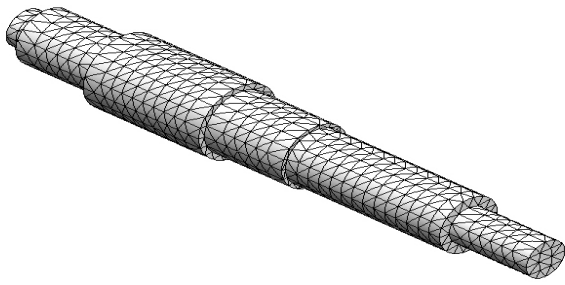
Tabla 2. Propiedades del material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	Nombre: AISI 3140 Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Desconocido Límite elástico: 4.6e+008 N/m² Límite de tracción: 7.92902e+008 N/m² Módulo elástico: 2.05e+011 N/m² Coefficiente de Poisson: 0.285 Densidad: 7850 kg/m³ Módulo cortante: 8e+010 N/m²	Sólido 1(Revolución1)(Pieza1)
Datos de curva:N/A		

Fuente: Autor

En la Tabla 2, se ilustran una serie de propiedades mecánicas y componentes del material AISI 3140 Acero, las cuales generan una alternativa para la deducción de hipótesis y características específicas que permiten la óptima estructuración del sistema. De igual forma, el uso de estas, permite el desarrollo de cálculos de diseño, que genera el acceso a métodos analíticos y análisis teóricos según las normas de seguridad y diseño aplicado en el desarrollo de la investigación.

Tabla 3. Discretización del material

Número total de nodos	11099
Número total de elementos	6999
Cociente máximo de aspecto	5.0104
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	98.9
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:02
Nombre del modelo: eje Nombre de estudio: Caja de Engranajes (Predeterminado) Tipo de malla: Malla sólida 	

Fuente: Autor

Tabla 4. Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	- 0.000207573	5.00002	-5.00828e-005	5.00002

Fuente: Autor

Tabla 5. Momentos de reacción

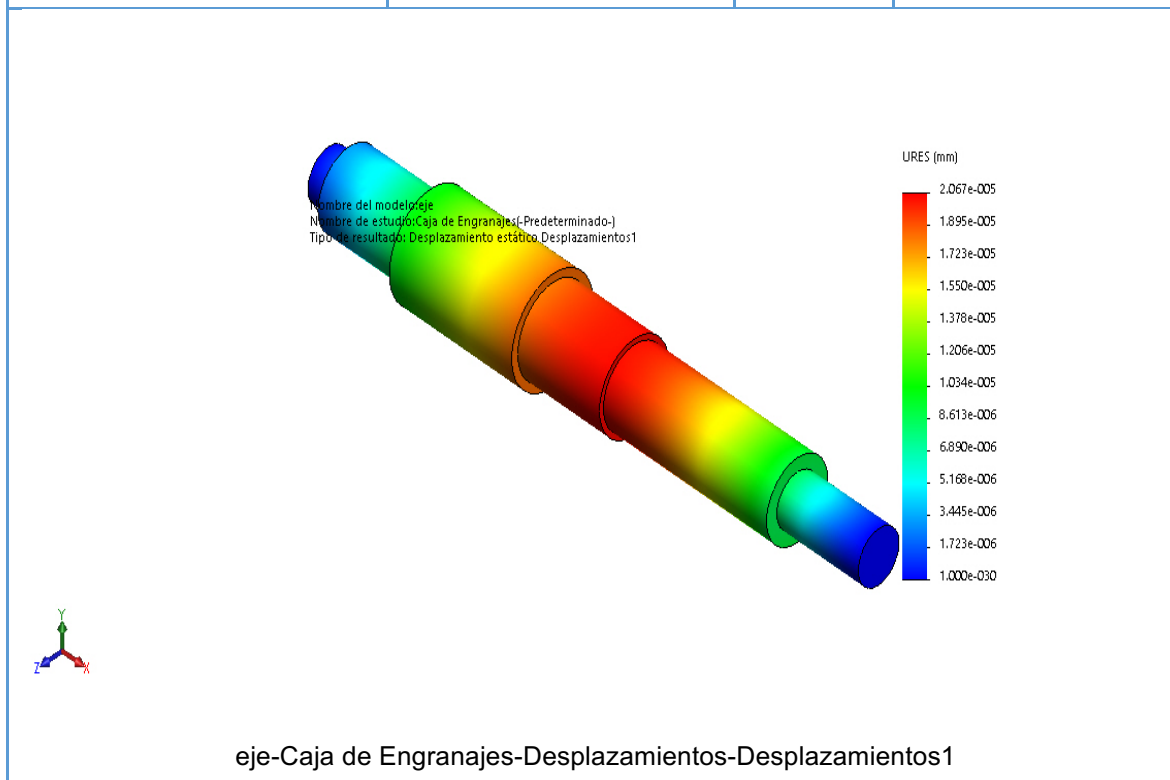
Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

Fuente: Autor

Con base al diseño de transmisión de potencia efectuado en el programa de modelación Solidworks, se establece en la Tabla 4 y 5 las diferentes fuerzas y momentos de reacción a los que está sometido la estructura del sistema. De igual forma, el desarrollo de cálculos y análisis teóricos en los que se establece un estudio correlacional que compara las posibles áreas críticas y puntos de deformación, con el objetivo de evaluar posibles factores, que induzcan al desarrollo de parámetros e incrementen el nivel de confiabilidad del mecanismo.

Tabla 6. Esfuerzos del eje central

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 mm Nodo: 1	2.06701e-005 mm Nodo: 287



Fuente: Autor

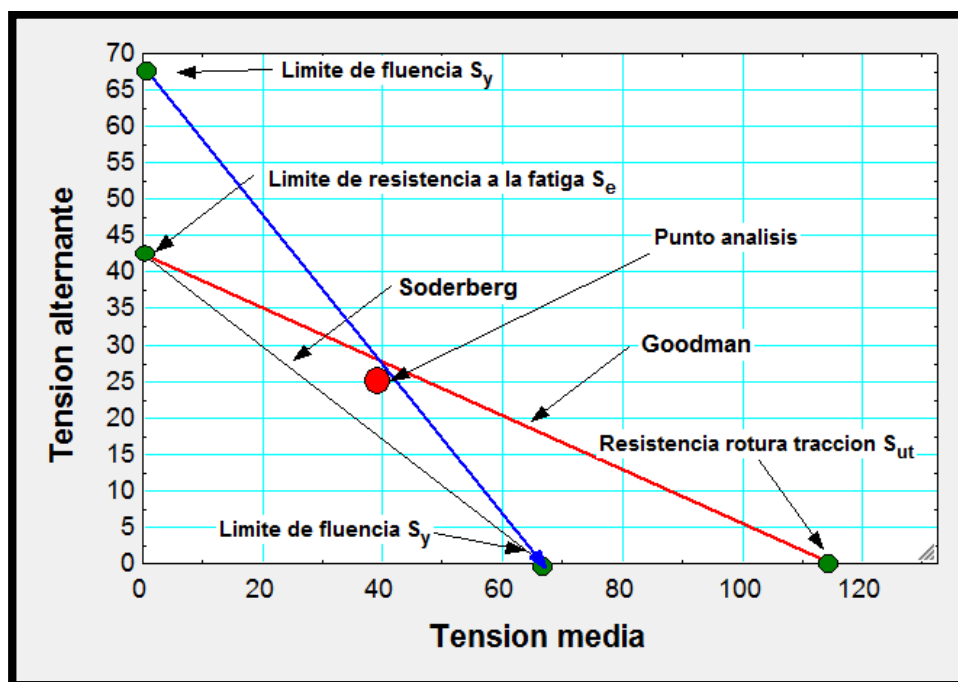
A la pieza modelada en el software Solidworks, se le aplica una simulación de esfuerzos, que permite estudiar su comportamiento, obteniendo un informe detallado en cuanto a los esfuerzos equivalentes y su deformación plástica, en base al método de los elementos finitos usado por el software. Como se muestra en la Tabla 6, se le aplican cargas y sujeción al eje central de la caja reductora, para conocer si la estructura y forma de este material, satisface las necesidades para lo cual se requiere, sin que se deforme o falle de alguna manera.

4. RESULTADOS

Diseñar un equipo de transmisión de potencia a través de la herramienta Solidword con la intención de simular los funcionamientos de sistema, utilizando el método de Goodman el cual determino los puntos más críticos expuestos a esfuerzos y carga en el momento que la caja reductora aumenta la fuerza de trabajo.

Al realizar este proyecto la institución amplía su credibilidad para beneficiar e incentivar la ejecución de proyectos investigativos y diseño de máquinas como lo es el sistema de transmisión de potencia, encontradas en la industria, incrementado así las habilidades y conocimientos de cada estudiante al momento de trabajar con este tipo de equipos.

Figura 22. Punto de análisis



Fuente: Autor

Con base al desarrollo del cálculo matemático de esfuerzos y teniendo en cuenta los datos de rotura, fluencia y fatiga para el acero AISI 3140 se efectúa la gráfica del método Goodman, la cual permite identificar la relación de resistencia de rotura frente al límite de resistencia a la fatiga, lo cual da cabida a un rango máximo de operación segura en el material respecto al número de ciclos. Se puede observar entonces que la tensión alternante y la tensión media a la que se encuentra sometido el eje objeto de este análisis, se localiza dentro de la zona segura del criterio de Goodman, por lo tanto, a menos de que cambien sus condiciones de carga, no se producirá fallo por fatiga (Ver Figura 22).

5. CONCLUSIONES

En el desarrollo de este proyecto, se efectúa el análisis de una metodología para diseñar un sistema de transmisión de potencia, que permite mejorar el conocimiento adquirido a los estudiantes de las Unidades Tecnológicas de Santander sede Barrancabermeja, en especial en la asignatura de diseño de máquinas, la cual no cuenta con una gran variedad de modelos de simulación, donde se identifique el funcionamiento de los diferentes mecanismos que componen cada equipo o máquina.

Gracias a las habilidades y conocimientos teóricos adquiridos en la Institución, se adelanta el desarrollo de las actividades que comprende el diseño de un sistema de transmisión de potencia mediante el uso del software Solidworks, con lo cual, se concluye con un modelo en tercera dimensión, que permite visualizar detalladamente la simulación de los distintos componentes y mecanismos, con la facilidad de girar 360 grados y realizar acercamientos en el ensamble. Contando con una herramienta útil que puede ser agregada en los talleres de asignaturas como diseño de máquinas, para proporcionar un plus a la teoría que se imparte.

Con el fin de aumentar el grado de eficiencia en el sistema de transmisión de potencia se realizan pruebas de ensayo y error en el software Solidworks, que brinda la facilidad de cambiar el tipo de material usado para cada pieza, las propiedades, la forma, entre otras variables, que nos ayudan a obtener un óptimo diseño, en el que es posible efectuar distintas simulaciones, siendo una de ellas el análisis estático.

6. RECOMENDACIONES

Se recomienda seguir los procesos efectuados en la investigación, en la que se estructura una serie de parámetros que fueron necesarios para dar el correcto cumplimiento de los objetivos establecidos en el proyecto. De igual forma los estudiantes tendrán la oportunidad de tomar conciencia de la importancia que tiene la aplicación de diseños con igual magnitud como el presentado por los autores, siendo este un sistema que permite la identificación de los esfuerzos producidos en el sistema interno, potencia requerida, análisis de los procesos que implica el cumplimiento de las actividades, medidas nominales de los mecanismos, características principales de las piezas y demás propiedades mecánicas, necesarias para calcular y comparar con las actividades propuestas en clase.

La implementación de actividades teórico-práctico en las asignaturas como diseño de elementos de máquinas, estática y resistencia de materiales, permite al estudiantado identificar el comportamiento de los procesos efectuados actualmente, mejorar las habilidades y capacidades técnicas al momento de enfrentarse a equipos industriales. Es por esto, que se sugiere a la institución evaluar la viabilidad de emplear a las temáticas vistas en el área de mecánica, el proyecto investigativo desarrollado por los autores de un diseño un sistema de transmisión de potencia, incrementando los niveles de conocimiento y destrezas de trabajo analítico.

7. BIBLIOGRAFÍA

Arango, L. (2009). Diseño conceptual del conjunto propulsor para un sistema de transporte de carga. Colombia: UNC.

Asfahl, R. (2000). Seguridad industrial y salud. Mexico: Pearson.

Balderas , H. (2004). Diseño de un reductor para 20 hp. Colombia: UANL.

Budynas, R. (2008). Diseño en ingeniería mecánica. Mexico: McGraw -hill.

Castillo, F. (2011). Diseño de elementos de máquinas. Mexico: IZCALL.

Cruz, V. (2009). Diseño de una transmisión de potencia entre bomba y motor para bombeo . Colombia: PIRHUA.

Dominguez, G. (2007). Tendencias de desarrollo dimensionales. España: U.CTDD.

Evan, M. (2010). Metodología para el análisis a fatiga mediante el código pro engineer. España: UCM.

Gomez, J. (2004). Banco de pruebas para transmisiones de elementos flexibles. Colombia: UIS.

Hibbeler. (2006). Mecánica de materiales. España: Pearson.

Iso-606. (2007). Cadenas de rodillos- transmisiones de potencia. Ginebra: ISO.

Mora, F. (2011). Analisis y diseño de ejes para la transmision de potencia. Mexico: UV. FIME.

Mott, R. (2006). Diseño de elementos de maquinas. Mexico: Pearson.

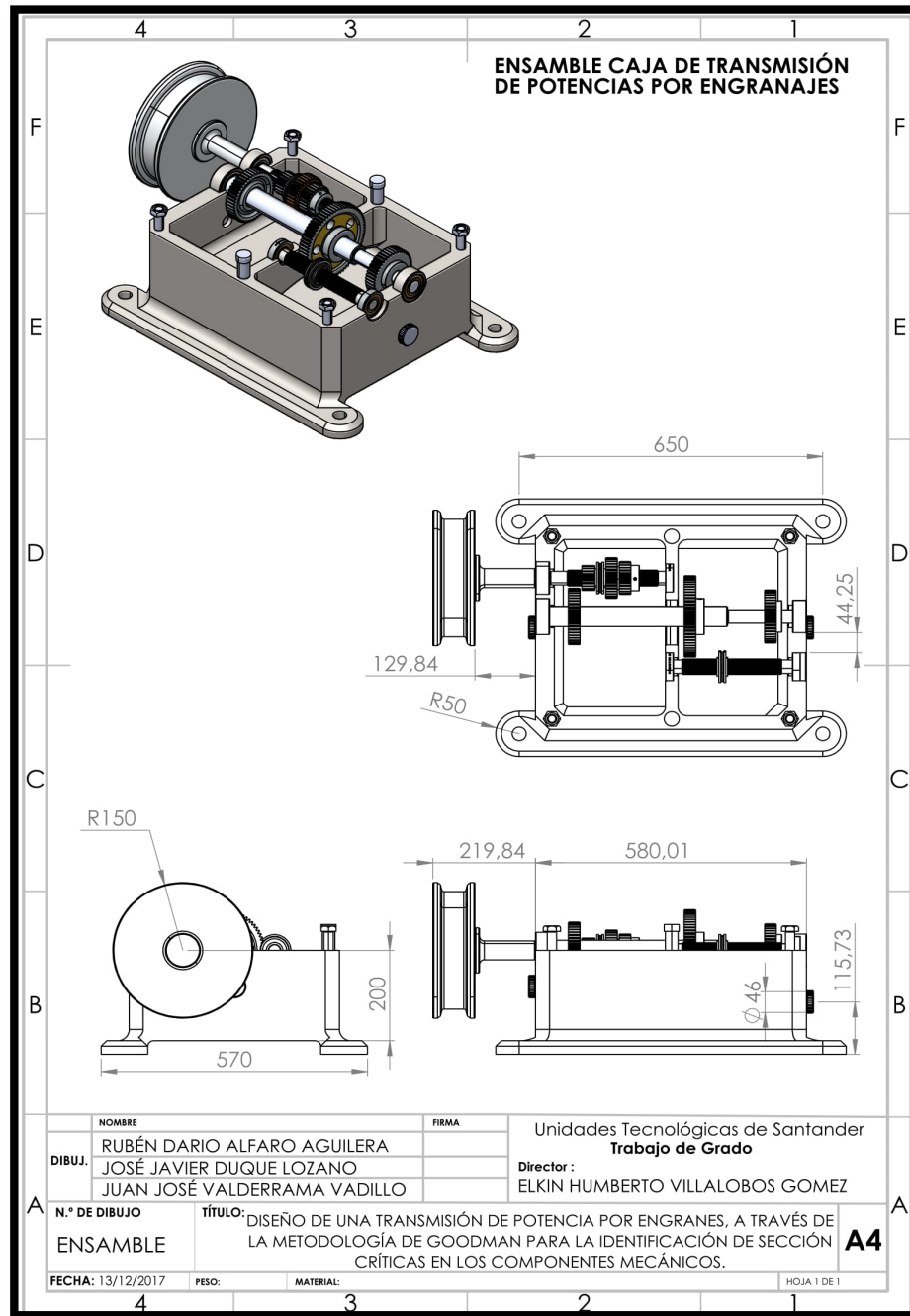
NTE ISO-254. (2011). Transmision por poleas. Ecuador: INEN ISO.

Rodriguez, R. (1993). Diseño de una transmision de potencia variable. Mexico: UPAE.

Sanchez, F. (2007). Mantenimiento mecanico de maquinas. España: JAUME.

8. ANEXOS

Anexo 1. Plano ensamble de caja de transmisión de potencias



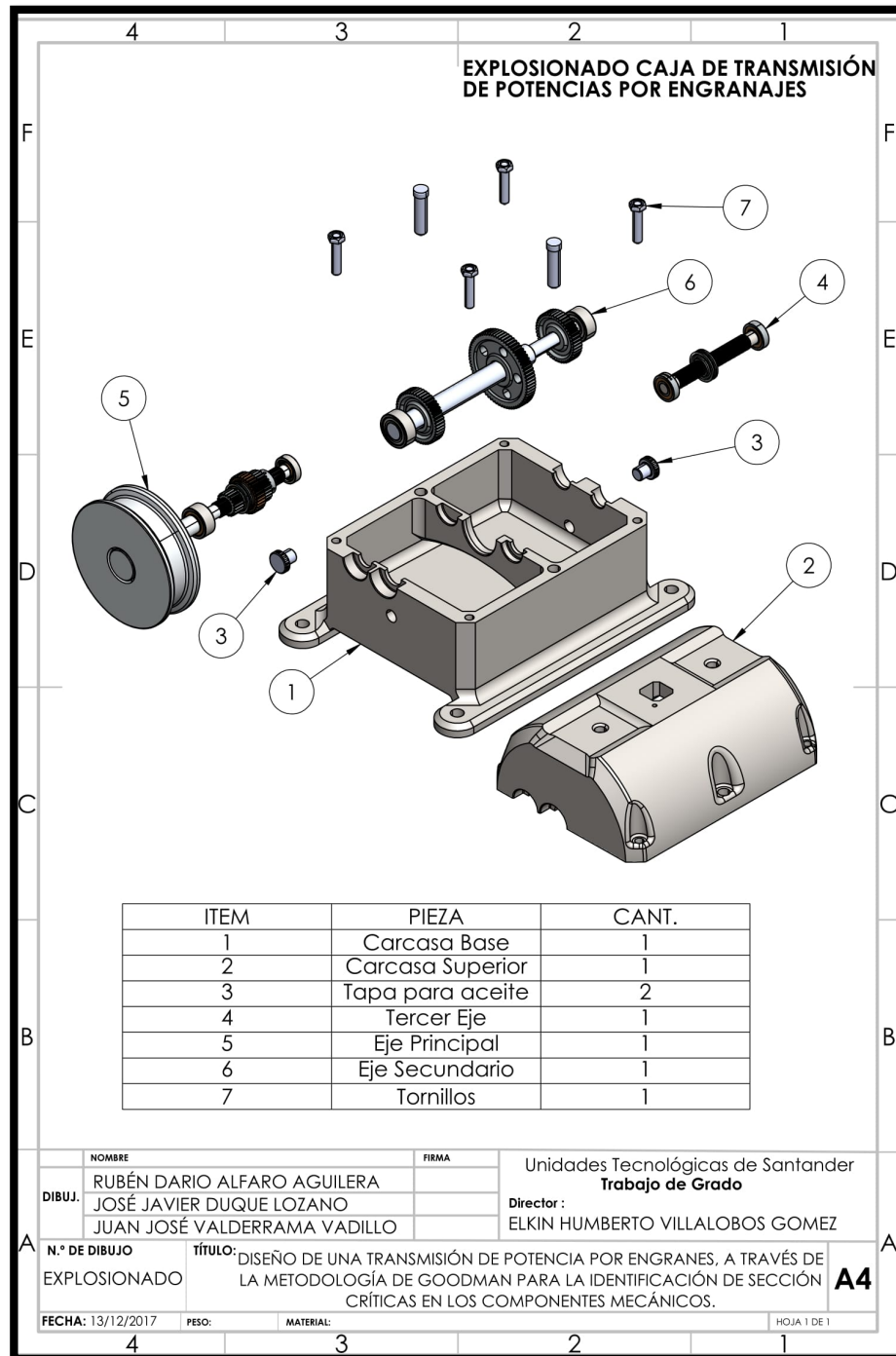
Fuente: Autor

ELABORADO POR:
Oficina de Investigaciones

REVISADO POR:
soporte al sistema integrado de gestión

APROBADO POR : Asesor de planeación
FECHA APROBACION:

Anexo 2. Plano explosionado de caja de transmisión de potencias



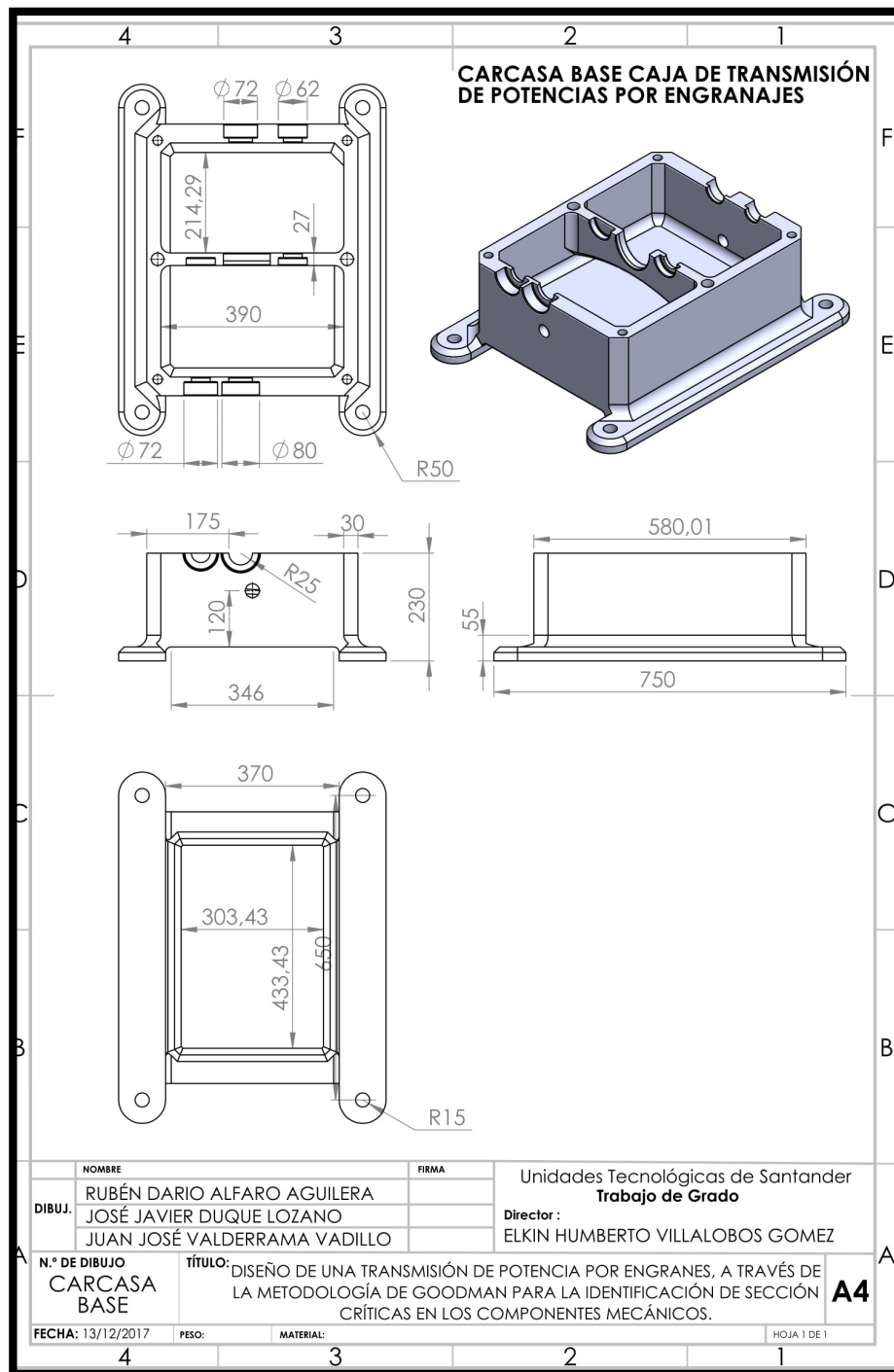
Fuente: Autor

ELABORADO POR:
Oficina de Investigaciones

REVISADO POR:
soporte al sistema integrado de gestión

APROBADO POR : Asesor de planeación
FECHA APROBACION:

Anexo 3. Plano carcasa base de caja de transmisión de potencias



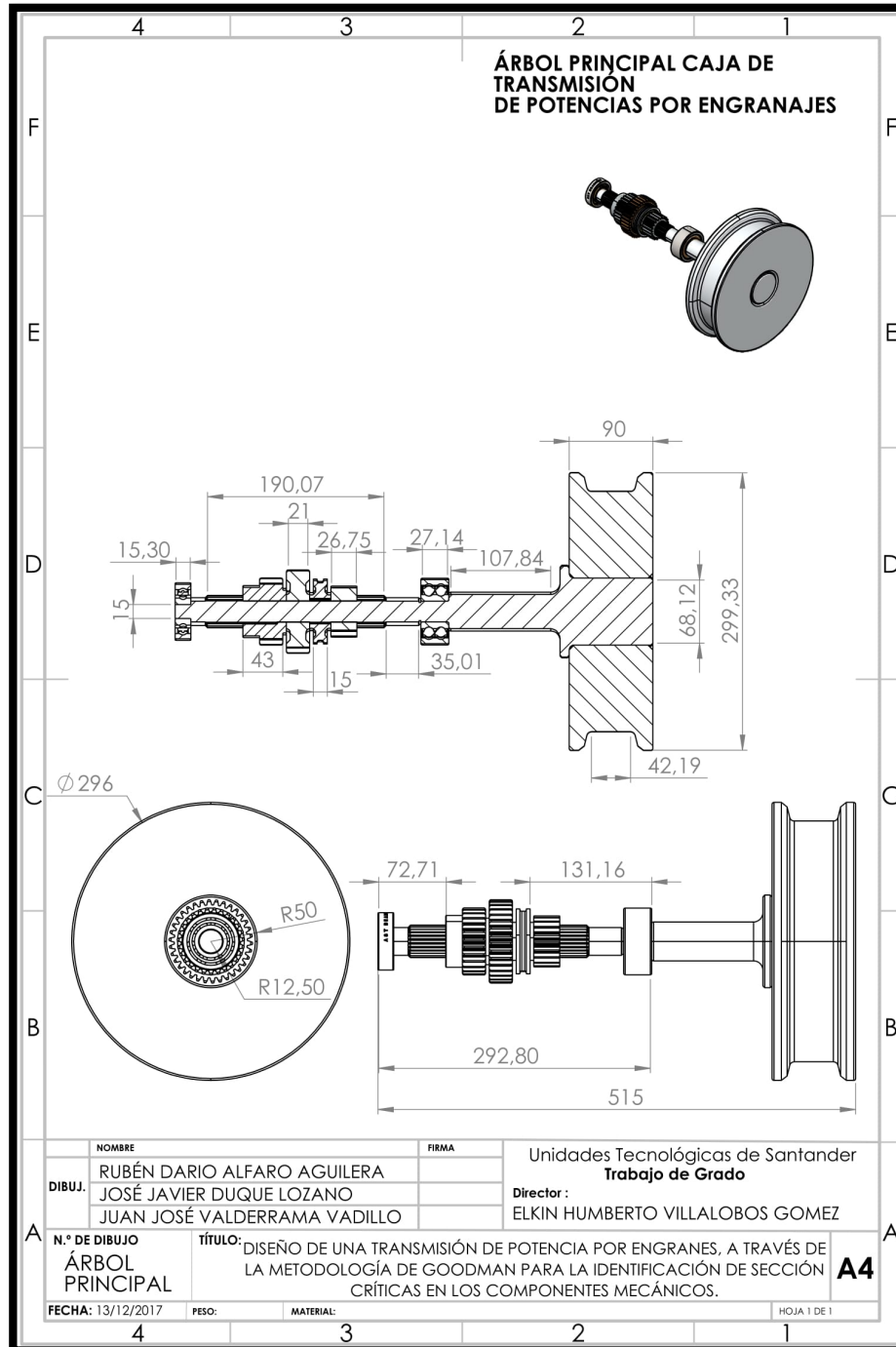
Fuente: Autor

ELABORADO POR:
Oficina de Investigaciones

REVISADO POR:
soporte al sistema integrado de gestión

APROBADO POR : Asesor de planeación
FECHA APROBACION:

Anexo 4. Plano árbol principal de caja de transmisión de potencias



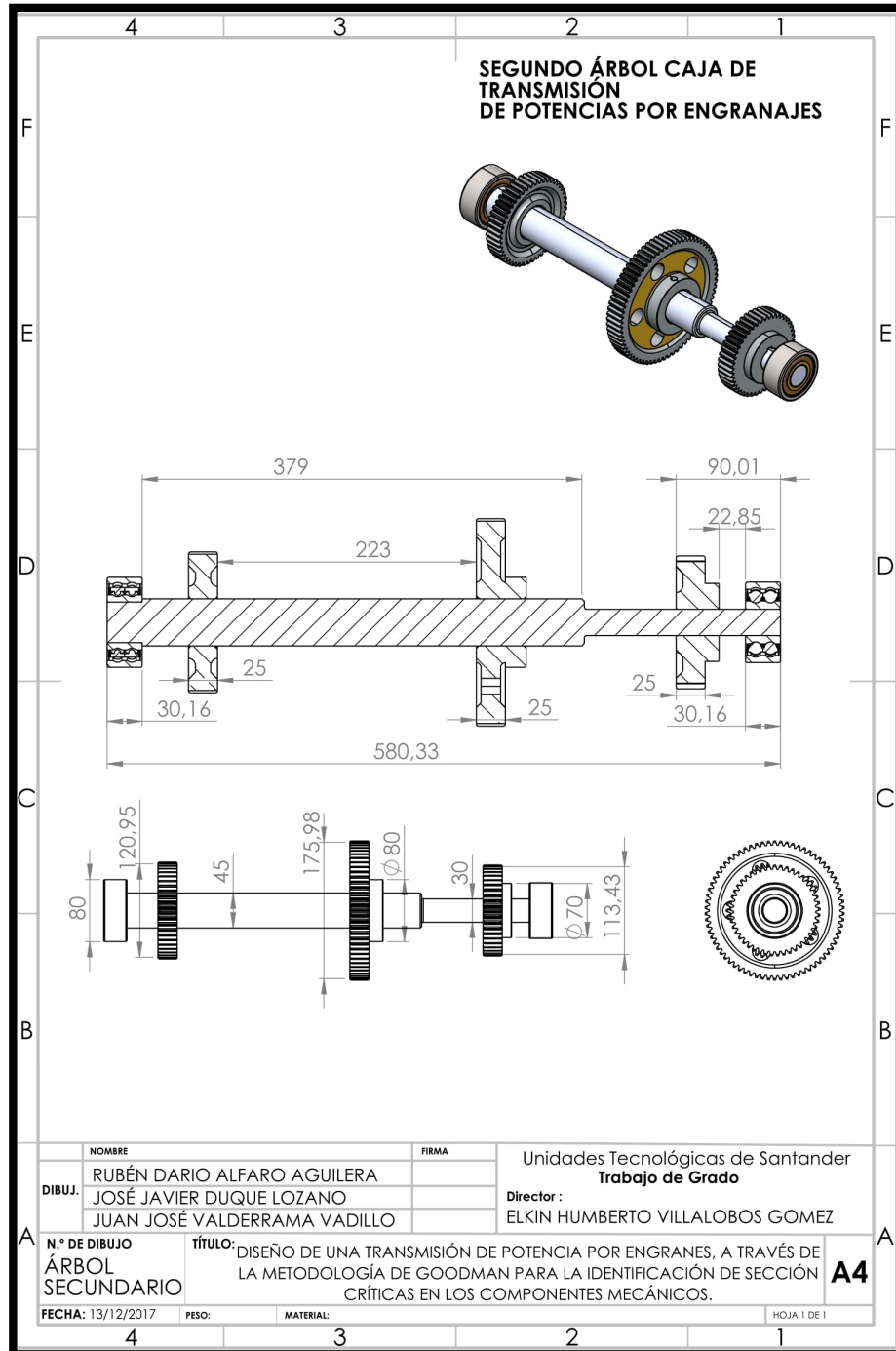
Fuente: Autor

ELABORADO POR:
Oficina de Investigaciones

REVISADO POR:
soporte al sistema integrado de gestión

APROBADO POR : Asesor de planeación
FECHA APROBACION:

Anexo 5. Plano árbol secundario de caja de transmisión de potencias



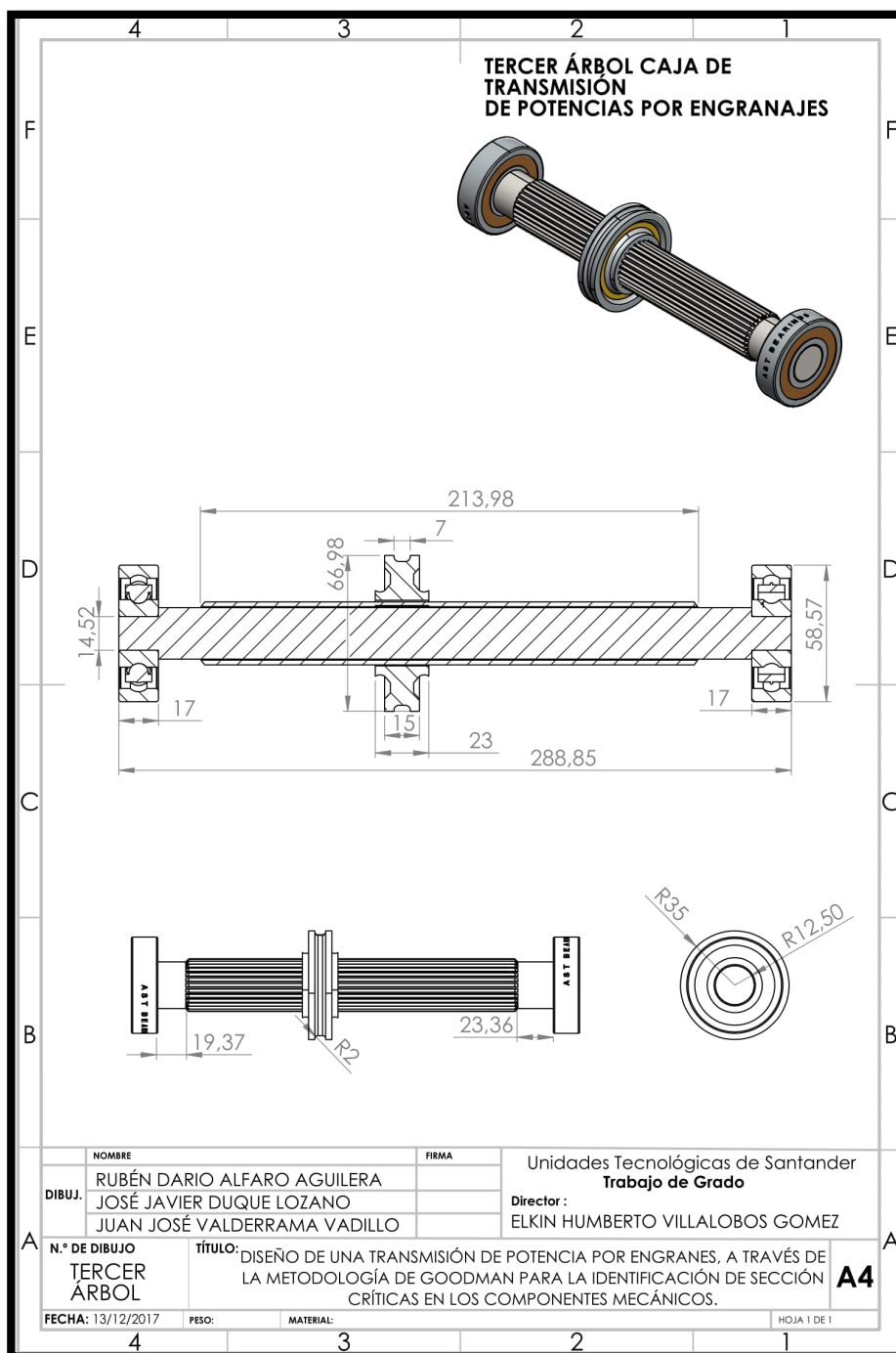
Fuente: Autor

ELABORADO POR:
Oficina de Investigaciones

REVISADO POR:
soporte al sistema integrado de gestión

APROBADO POR : Asesor de planeación
FECHA APROBACION:

Anexo 6. Plano tercer árbol de caja de transmisión de potencias



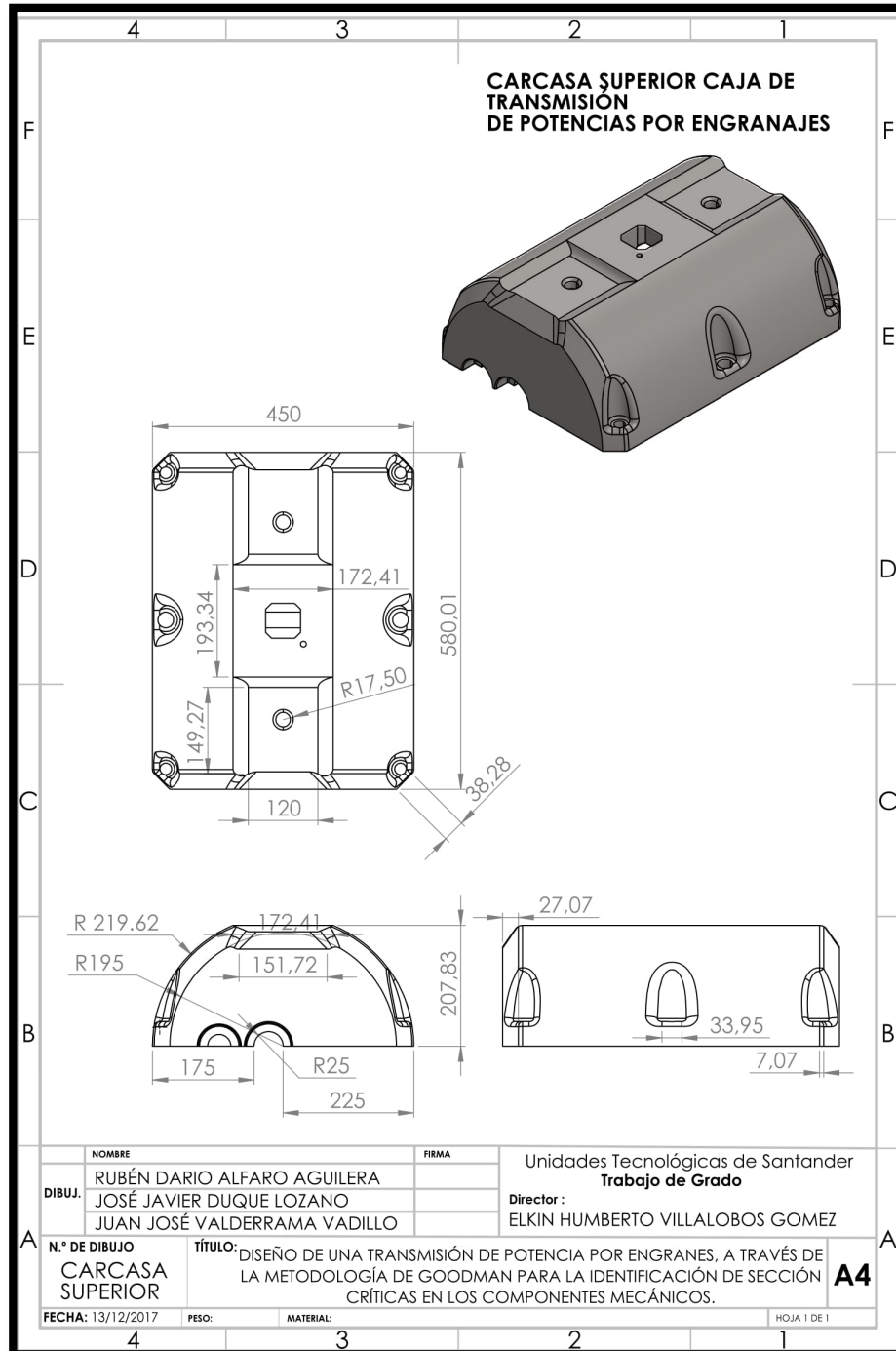
Fuente: Autor

ELABORADO POR:
Oficina de Investigaciones

REVISADO POR:
soporte al sistema integrado de gestión

APROBADO POR : Asesor de planeación
FECHA APROBACION:

Anexo 7. Plano carcasa superior de caja de transmisión de potencias



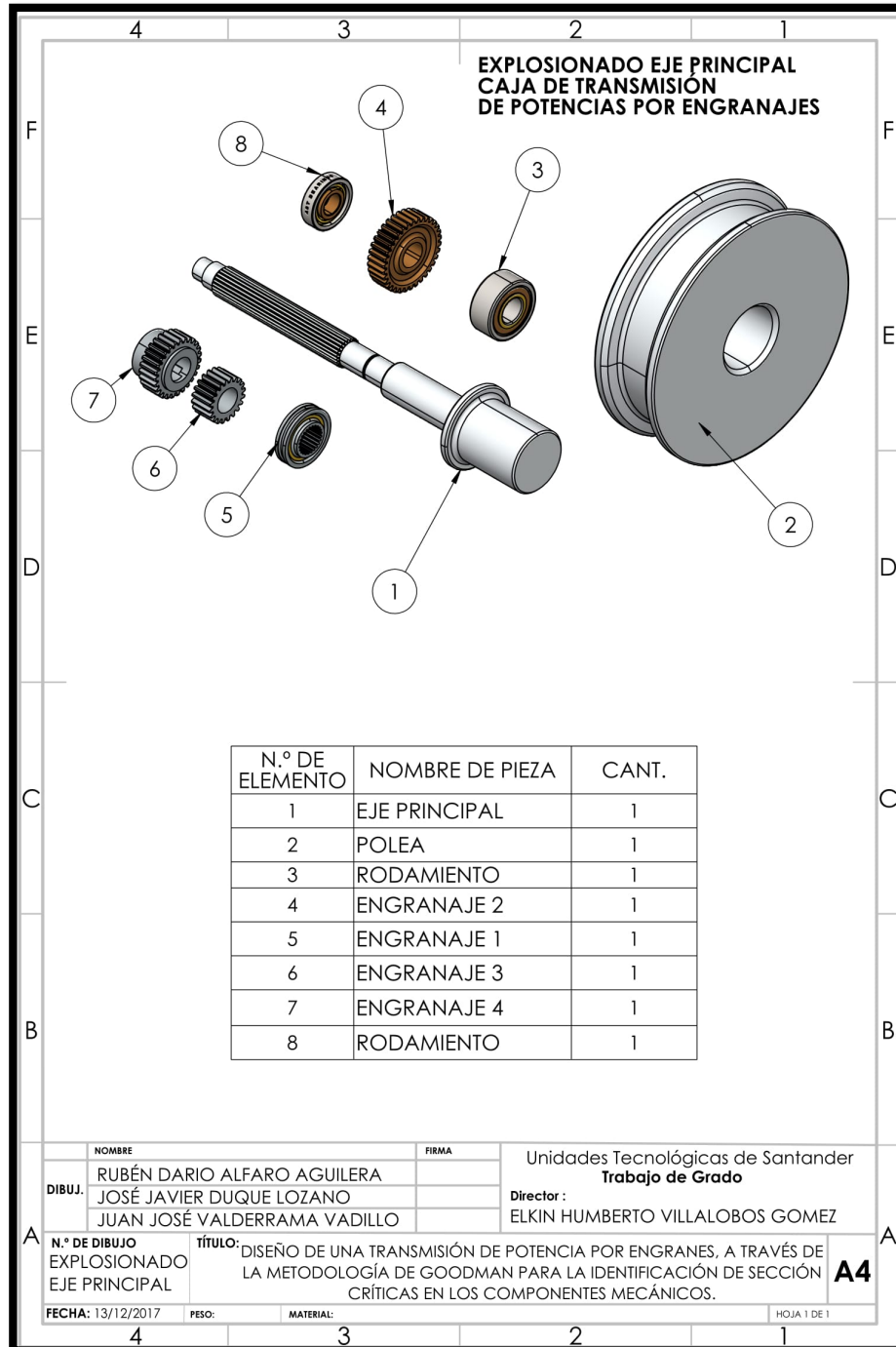
Fuente: Autor

ELABORADO POR:
Oficina de Investigaciones

REVISADO POR:
soporte al sistema integrado de gestión

APROBADO POR : Asesor de planeación
FECHA APROBACION:

Anexo 8. Plano explosionado árbol principal de caja de transmisión de potencias



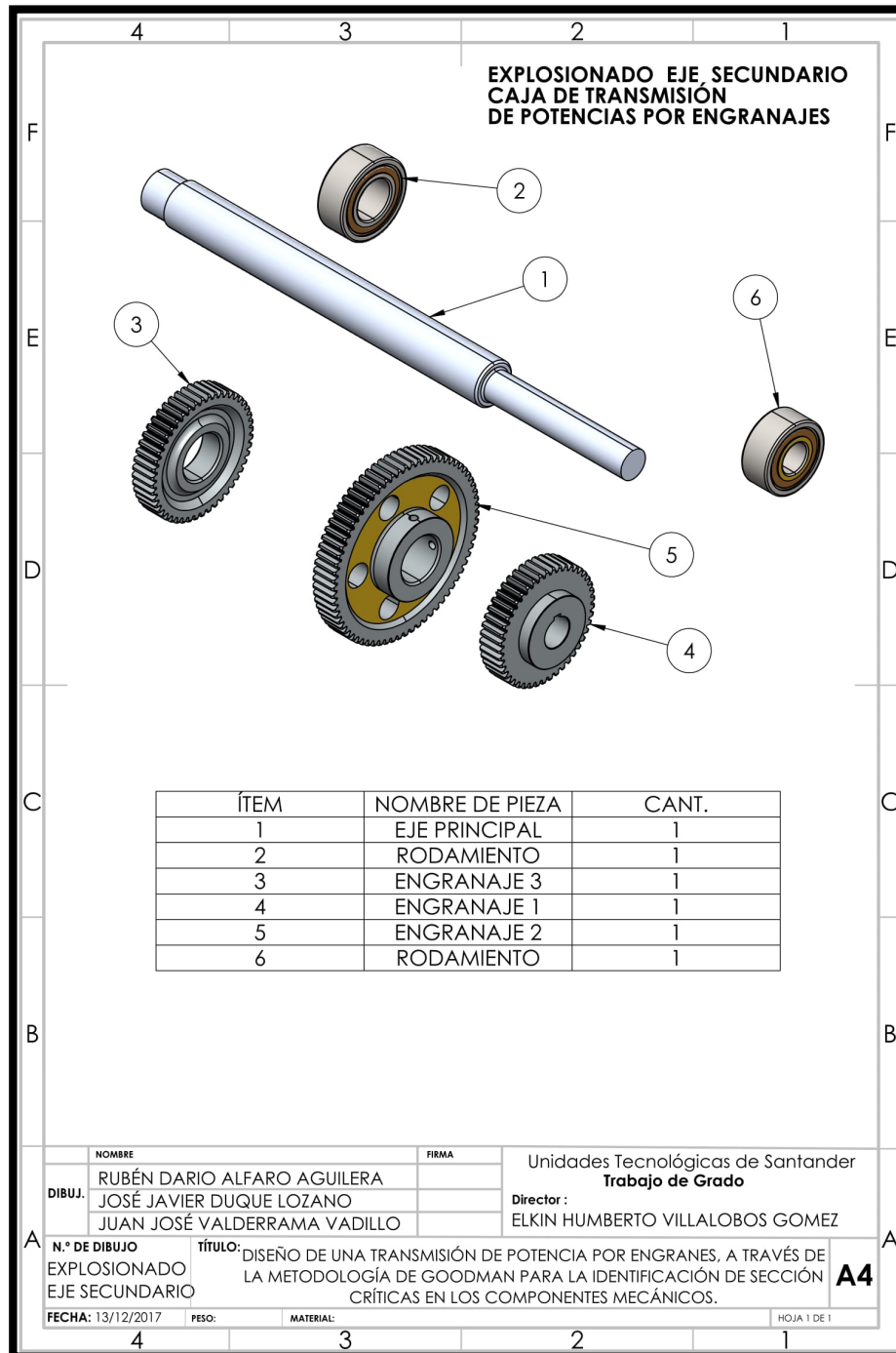
Fuente: Autor

ELABORADO POR:
Oficina de Investigaciones

REVISADO POR:
soporte al sistema integrado de gestión

APROBADO POR : Asesor de planeación
FECHA APROBACION:

Anexo 9. Plano explosionado árbol secundario de caja de transmisión de potencias



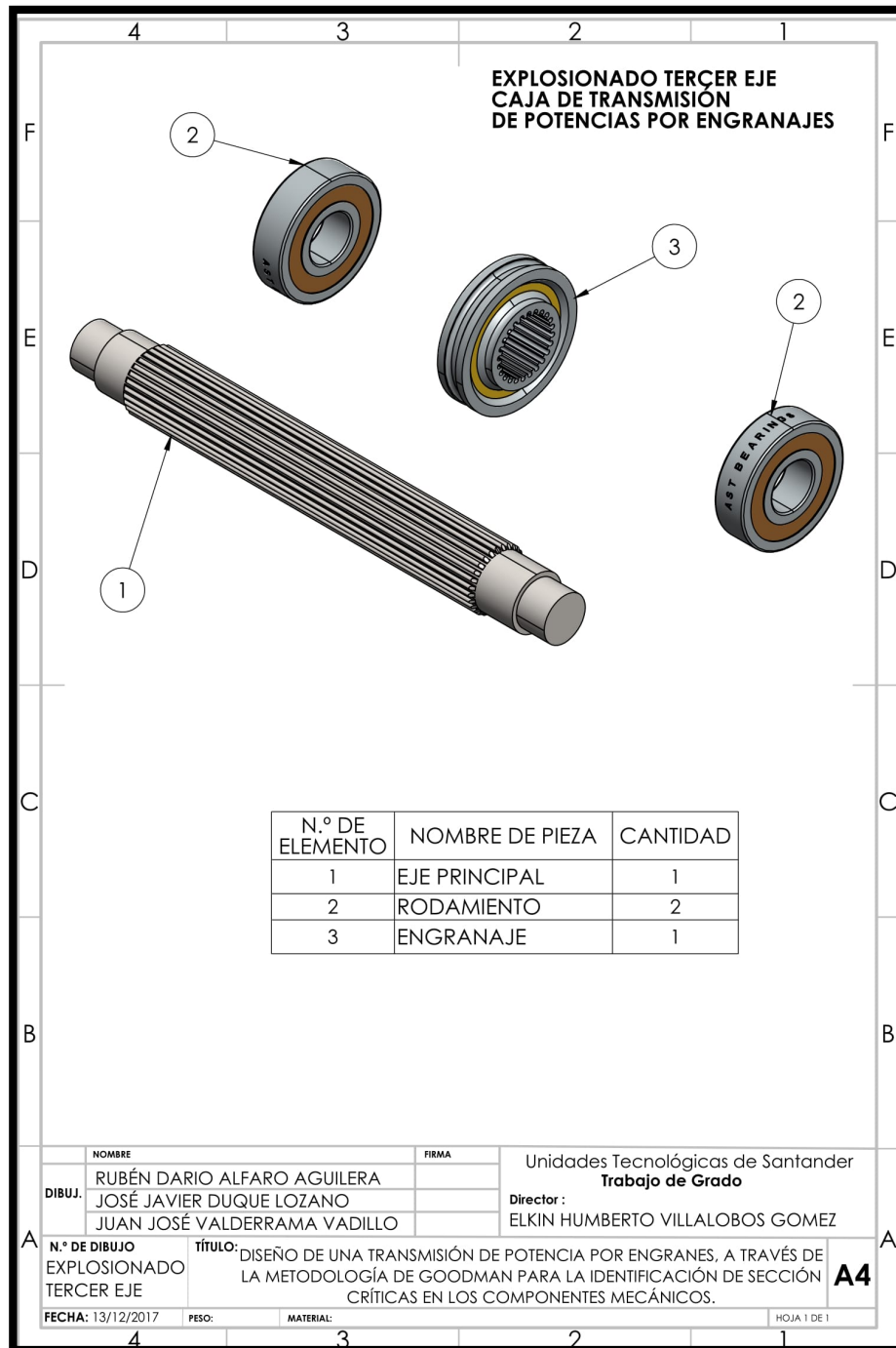
ELABORADO POR:
Oficina de Investigaciones

REVISADO POR:
soporte al sistema integrado de gestión

APROBADO POR : Asesor de planeación
FECHA APROBACION:

Fuente: Autor

Anexo 10. Plano explosionado tercer árbol de caja de transmisión de potencias



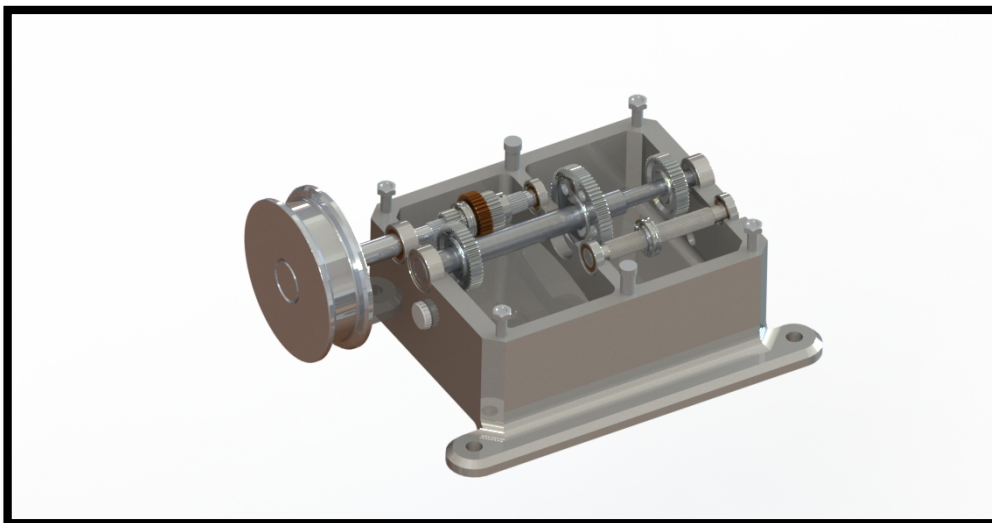
Fuente: Autor

ELABORADO POR:
Oficina de Investigaciones

REVISADO POR:
soporte al sistema integrado de gestión

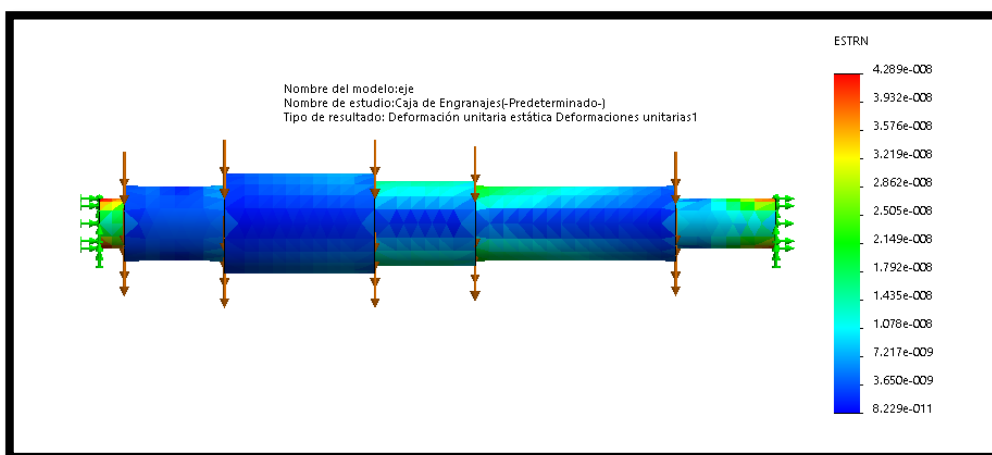
APROBADO POR : Asesor de planeación
FECHA APROBACION:

Anexo 11. Ensamble de caja de trasmisión



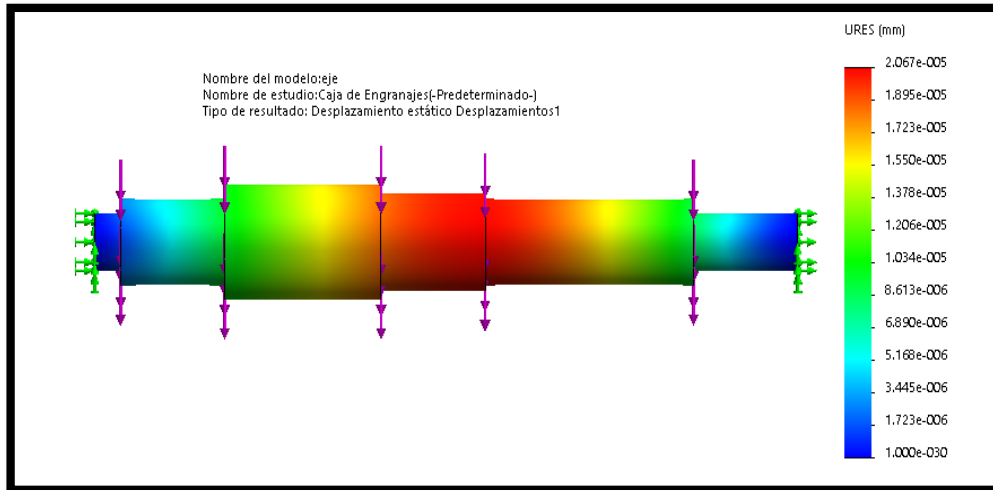
Fuente: Autor

Anexo 12. Simulación de deformaciones unitarias



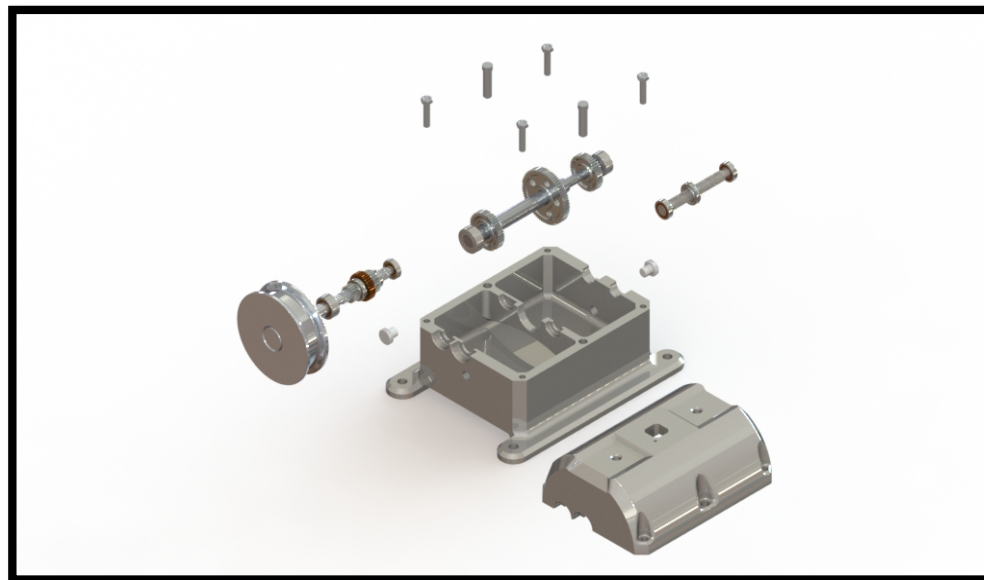
Fuente: Autor

Anexo 13. Simulación en Solidworks de desplazamiento



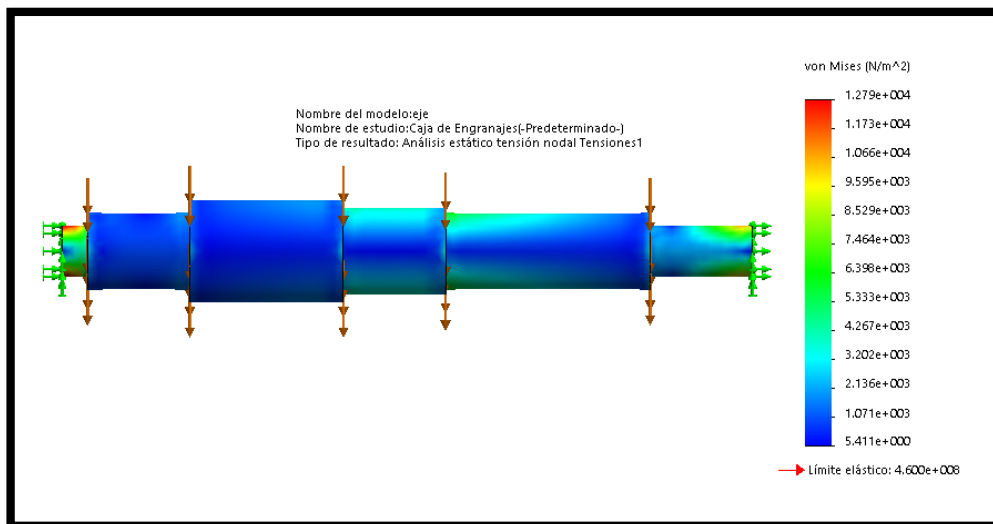
Fuente: Autor

Anexo 14. Vista explosionada de piezas



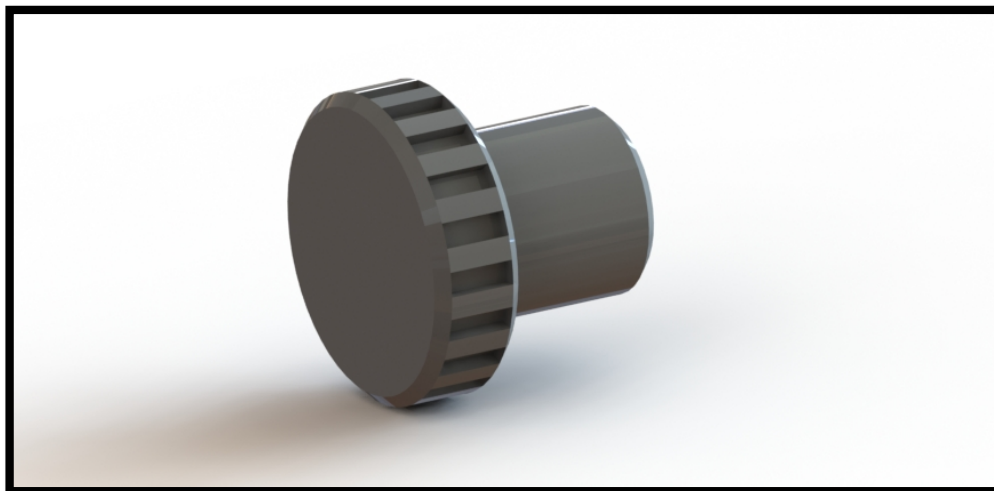
Fuente: Autor

Anexo 15. Simulación tensiones de Von Mises



Fuente: Autor

Anexo 16. Tapa para el aceite de lubricación



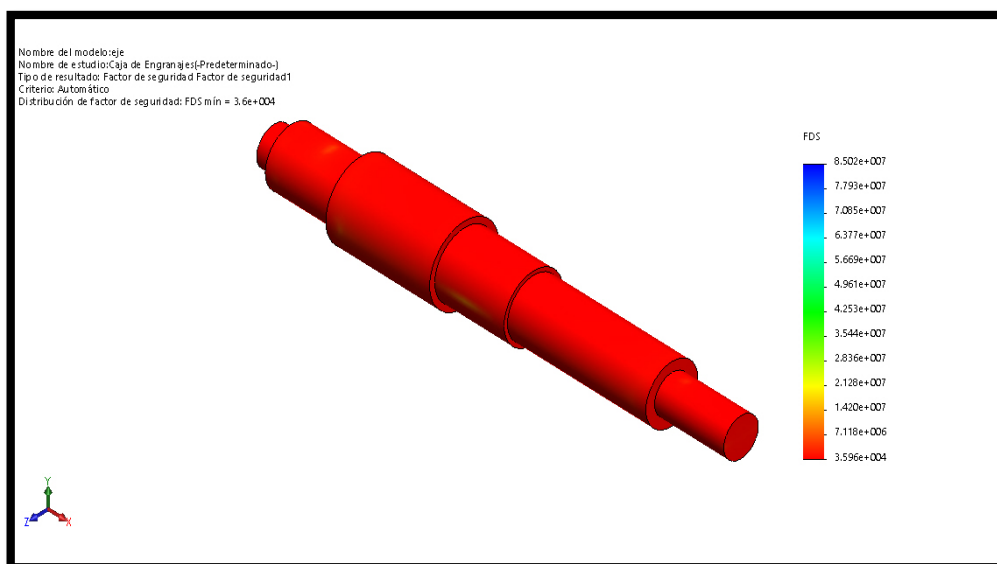
Fuente: Autor

Anexo 17. Tornillo de sujeción



Fuente: Autor

Anexo 18. Esfuerzo máximo del eje central



Fuente: Autor

ELABORADO POR:
Oficina de Investigaciones

REVISADO POR:
soporte al sistema integrado de gestión

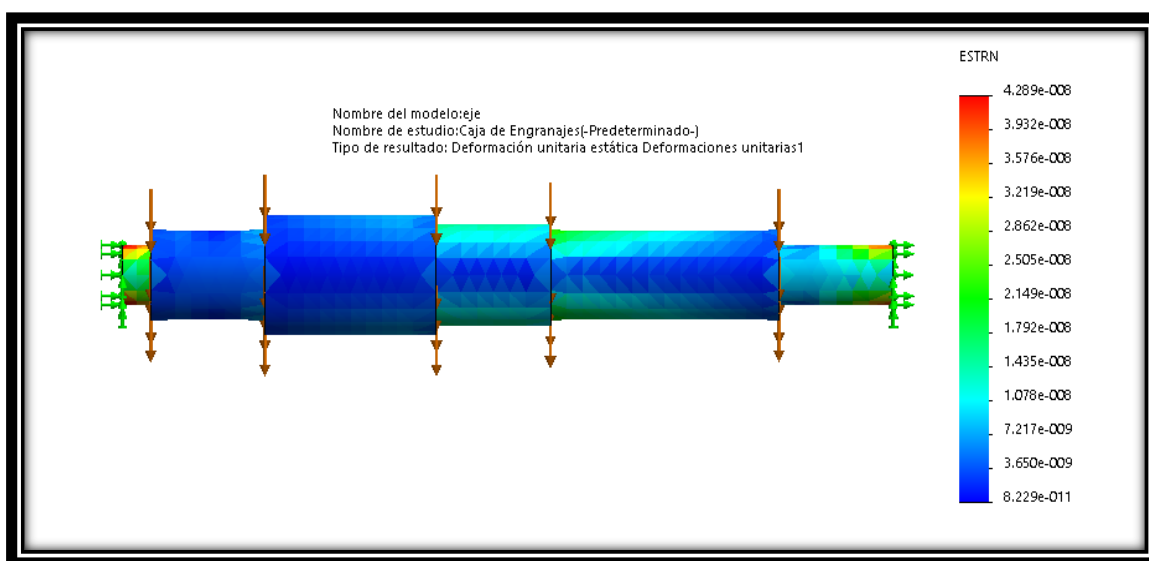
APROBADO POR : Asesor de planeación
FECHA APROBACION:

Anexo 19. Propiedades acero al carbón.

SAE	C	Mn	P. max.	S. max.	Correspondiente
1006	0.08 máx.	0.30 - 0.40	0.040	0.050	C1006
1008	0.10 máx.	0.25 - 0.50	0.040	0.050	C1008
1010	0.08 - 0.13	0.30 - 0.60	0.040	0.050	C101D
1012	0.10 - 0.15	0.30 - 0.60	0.040	0.050	C1012
1015	0.13 - 0.18	0.30 - 0.60	0.040	0.050	C1015
1016	0.13 - 0.18	0.60 - 0.90	0.040	0.050	C1016
1017	0.15 - 0.20	0.30 - 0.60	0.040	0.050	C1017
1018	0.15 - 0.20	0.60 - 0.90	0.040	0.050	C1018
1019	0.15 - 0.20	0.70 - 1.00	0.040	0.050	C1019
1020	0.18 - 0.23	0.30 - 0.60	0.040	0.050	C1020
1021	0.18 - 0.23	0.60 - 0.90	0.040	0.050	C1021
1022	0.18 - 0.23	0.70 - 1.00	0.040	0.050	C1022
1023	0.20 - 0.25	0.30 - 0.60	0.040	0.050	C1023
1024	0.19 - 0.25	1.35 - 1.65	0.040	0.050	C1024
1025	0.22 - 0.28	0.30 - 0.60	0.040	0.050	C1025
1026	0.22 - 0.28	0.60 - 0.90	0.040	0.050	C1026
1027	0.22 - 0.29	1.20 - 1.50	0.040	0.050	C1027
1030	0.28 - 0.34	0.60 - 0.90	0.040	0.050	C1030
1035	0.32 - 0.38	0.60 - 0.90	0.040	0.050	C1035

Fuente: RANGEL, Luis. Manual de diseño para la construcción de acero. México: Editorial AHMSA, 2013. 8 p.

Anexo 20. Paletas de colores del eje central



Fuente: Autor

ELABORADO POR:
Oficina de Investigaciones

REVISADO POR:
soporte al sistema integrado de gestión

APROBADO POR : Asesor de planeación
FECHA APROBACION: